ТЕПЛОТЕХНИКА

# ТЕПЛОТЕХНИКА

Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана

*К 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана*

# ТЕПЛОТЕХНИКА

Под общей редакцией
д-ра техн. наук, проф. **А.М. Архарова,**
д-ра техн. наук, проф. **В.Н. Афанасьева**

Издание второе, переработанное и дополненное

Допущено УМО по образованию
в области энергетики и электротехники
в качестве учебника для студентов
высших учебных заведений,
обучающихся по направлению
«Энергомашиностроение»

Москва
Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана
2004

УДК 621.1.016(075.8)
ББК 31.3
Т34

*Рецензенты:*
чл.-корр. РАН, д-р техн. наук, проф. Е.В. Аметистов;
д-р техн. наук, проф. Б.Г. Покусаев

*Авторы:* А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Н. Афанасьев, В.Л. Бондаренко, Б.П. Борисов, А.А. Жердев, Н.А. Иващенко, С.И. Исаев, И.А. Кожинов, Н.П. Козлов, В.В. Красников, М.Г. Круглов, В.И. Крутов, В.М. Кудрявцев, А.Г. Кузнецов, А.М. Кутепов, А.И. Леонтьев, Б.И. Леончик, Э.А. Манушин, И.Б. Павлова, Г.Б. Петражицкий, П.И. Пластинин, А.М. Пылаев, М.Ю. Савинов, В.И. Солонин, И.Г. Суровцев, В.И. Шатров, Ю.А. Шевич, И.С. Шумилов

**Т34** **Теплотехника:** Учебник для втузов/А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Н. Афанасьев и др.; Под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 712 с.: ил.

ISBN 5-7038-2439-7

Во втором, исправленном и дополненном издании (1-е изд. – под ред. В.И. Крутова 1986 г. ) учебника, имеющего энциклопедический характер, рассмотрены основы термодинамики и теории теплообмена, топливо и его горение, схемы и элементы расчета котлов, промышленных печей, паро- и газотурбинных установок, холодильных установок и компрессоров, двигателей внутреннего и внешнего сгорания, ракетных и авиационных двигателей, атомных и плазменных энергоустановок. Приведены расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Кроме того, включены важные разделы, касающиеся космических энергоустановок, теплообменных аппаратов, гидромашин, фотонных энергосистем, криогенных систем для ожижения газов, разделения воздуха, получения неона, криптона и ксенона, термоэлектрических и термомагнитных низкотемпературных установок, а также систем регулирования. К работе над новыми разделами были привлечены известные специалисты. Большое внимание уделено вопросам экологии и защиты окружающей среды.

Содержание учебника соответствует курсам лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана и других крупных российских и зарубежных университетах.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Энергомашиностроение».

**УДК 621.1.016(075.8)**
**ББК 31.3**

**ISBN 5-7038-2439-7**

# Оглавление

*Светлой памяти профессора*
*Виталия Ивановича Крутова –*
*инициатора создания данной книги*
*посвящается*

## От авторского коллектива

Первое издание книги вышло в 1986 г. Она была инициирована и отредактирована профессором Виталием Ивановичем Крутовым. Основная его идея заключалась в том, чтобы создать учебник под тривиальным названием «Теплотехника», энциклопедически представляющий основные направления современного энергомашиностроения, и привлечь к написанию различных разделов наиболее авторитетных и компетентных авторов, обеспечив тем самым добротность и нетривиальность содержания. Эта идея оказалась верной и плодотворной: 45-тысячный тираж был быстро распродан, и книга была переиздана за рубежом.

Прошло 15 лет. Потребность в таком учебнике особенно остро ощущается в связи с изменениями, которые произошли в промышленности и системе высшего образования. В частности, учебные планы для подготовки бакалавров и магистров в направлении «Энергомашиностроение» стимулируют переиздание.

Второе издание исправлено, уточнено и дополнено рядом важных разделов, касающихся, например, космических энергоустановок; теплообменных аппаратов; гидромашин; фотонных энергосистем; криогенных систем для получения неона, криптона и ксенона; термоэлектрических и термомагнитных низкотемпературных установок, а также систем регулирования. К работе над новыми разделами, следуя идее В.И. Крутова, привлечены известные специалисты, и поэтому авторский коллектив расширился. В этих условиях огромная работа с авторами по формированию учебника была выполнена редактором-составителем, профессором В.Н. Афанасьевым. После всестороннего обсуждения мы сохранили прежнее название учебника «Теплотехника» как обобщающее и традиционное, осознавая тем не менее его условность. Полагаем, что сделанные уточнения и дополнения окажутся полезными и повысят интерес к книге. Поскольку в будущем возможно создание электронной версии учебника, просим направлять замечания и предложения в адрес издательства МГТУ имени Н.Э. Баумана.

Авторы выражают благодарность чл.-корр. РАН, д-ру техн. наук, проф. Е.В. Аметистову и д-ру техн. наук, проф. Б.Г. Покусаеву за ряд ценных замечаний.

Выражаем признательность учебно-научному центру «Криоконсул» при МГТУ имени Н.Э. Баумана, предприятиям «Айс-блик» и «Хром» за поддержку настоящего издания.

От авторского коллектива
ответственный за подготовку
второго издания профессор А.М. Архаров

# Предисловие

В 20-х годах прошлого столетия в нашей стране впервые был принят Государственный план электрификации России (план ГОЭЛРО). О его огромном значении говорит тот факт, что за 10 — 11 лет энерговооруженность страны возросла с 0,5 млрд кВт · ч в 1920 г. до 8,8 млрд кВт · ч в 1931 г. В дальнейшем энергетика развивалась еще более быстрыми темпами, поскольку уровень электрификации страны определяет уровень ее развития и уровень благосостояния ее народа, – а все это возможно при постоянном росте энерговооруженности, росте производства топлива, энергии и совершенствовании топливно-энергетического баланса.

В связи с этим все большее значение приобретает уровень теоретических и практических знаний инженеров, призванных дальше развивать отечественную энергетику на основе последних достижений науки и техники, а также эффективно ее эксплуатировать. Поэтому в учебные планы многих инженерных специальностей включена дисциплина «Теплотехника».

Приступая ко второму изданию учебника «Теплотехника», авторы внимательно отнеслись к основной идее, которая была заложена инициатором и первым главным редактором учебника профессором Виталием Ивановичем Крутовым и которая заключается в том, что большинство разделов теплотехники являются в настоящее время глубоко развитыми, а иногда и самостоятельными дисциплинами. Поэтому создание курса, отвечающего современному уровню знаний, делается трудным и непосильным для одного человека. В основу настоящего издания положен обобщенный опыт авторов, являющихся ведущими специалистами в различных областях науки и техники, которые в течение длительного времени читают в разных вузах Москвы специальные курсы, составляющие основу общей теплотехники. В книге приведены в большом объеме теоретические основы теплотехники – технической термодинамики и теории теплообмена, – что позволило изложить материал на хорошем теоретическом уровне, необходимом для понимания процессов в теплоэнергетических установках, описанных в прикладной части. Поскольку курс общей теплотехники не ставит целью исчерпывающее ознакомление с разными видами теплоэнергетического оборудования, в учебнике рассматриваются в первую очередь типовые конструкции и схемы, однако их описание дано с возможной полнотой, достаточной для понимания принципов их работы и совершенствования.

В процессе подготовки второго издания учебник подвергся значительной переработке и обновлению. Учтены замечания и пожелания, высказанные в процессе обсуждения первого издания, а также изменения, которые произошли за последние годы в мире, стране, в различных областях деятельности человека, в том числе и в энергетике. Учтены также новые требования и новые программы, последние достижения отечественной и зарубежной науки. Кроме того, большое внимание уделено возобновляемым источникам энергии, вторичным энергетическим ресурсам, охране окружающей среды, в отдельную главу вынесены воп-

росы автоматического регулирования тепловых процессов, имеющих место в энергосистемах, делая их управление более гибким и надежным. Все это важно, поскольку дисциплина «Теплотехника» по праву занимает одно из центральных мест в теоретической подготовке современных специалистов высокой квалификации.

Первое издание вышло в год Чернобыльской катастрофы, которой предшествовала крупная авария на АЭС «Три-Майл-Айленд» (США).

Эти события по существу обусловили новый этап развития ядерной энергетики мира, для которого характерно изменение подходов к обеспечению безопасности и надежности работы АЭС: детерминистическое исключение тяжелых аварий и всемерное снижение вероятностей проектных аварий.

Задача устойчивого обеспечения потребностей страны во всех видах топлива и энергии решается развитием отраслей топливно-энергетического комплекса и проведением целенаправленной энергосберегающей политики во всех отраслях народного хозяйства.

Авторы выражают свою признательность за большую помощь в подготовке к печати второго издания старшему преподавателю кафедры «Криогенная и холодильная техника, кондиционирование и системы жизнеобеспечения» МГТУ имени Н.Э. Баумана В.В. Куниной и аспиранту А.Н. Бубнову, подготовившему первую верстку книги.

Авторы с благодарностью примут от читателей все критические замечания и указания на недостатки, содержащиеся в книге.

Профессор В.Н. Афанасьев

## Вступительная статья профессора В.И. Крутова, написанная им в 1994 г. ко второму изданию учебника

Основные генераторы энергии – это электрические станции: тепловые (ТЭС), гидравлические (ГЭС), атомные (АЭС), а также транспортные агрегаты (автомобили, тепловозы, теплоходы, тракторы и т. п.). Энергоносителями служат различные виды топлива: нефть, мазут, природный газ, уголь, бензин, дизельное топливо, уран, плутоний, а также гидроресурсы. Расширяется применение возобновляемых источников энергии (ВИЭ): ветряных, солнечных и приливных энергоустройств. Однако основным источником энергии пока остается органическое топливо. В разных странах выработанная на АЭС энергия составляет 10...20 %, на ГЭС – 4...20 %. За счет ВИЭ получают всего 1...2 % вырабатываемой энергии. Весьма существенно, что на долю транспортных машин и механизмов приходится более 60 % суммарного количества вырабатываемой энергии.

При оценке развития энергетики и формировании энергетической программы следует исходить не только из задачи выработки требуемого количества энергии, но и необходимо учитывать имеющиеся ресурсы, экономические, экологические и социальные факторы.

Для получения целостного представления о перспективах и проблемах развития энергетики на ближайшее время целесообразно оценить возможности каждого из направлений ее развития, определяемых видом первичного источника.

**Нефть**. Установлено, что в недрах планеты имеется примерно 2000 млрд т нефти. При этом надежно разведанные запасы составляют около 410 млрд т. Ежегодно мировое потребление нефти приближается к 3 млрд т при естественном ее воспроизводстве не более 1%. При планировании развития энергетики на перспективу приходится учитывать, с одной стороны, ограниченность природных запасов нефти, а с другой, – тот факт, что добыча нефти со временем усложняется. Уже сейчас примерно треть всей получаемой нефти добывается из скважин, пробуренных в дне морей и океанов. Глубина подводных скважин постоянно увеличивается и уже достигает 2 км. Увеличивается и глубина наземных скважин. Целесообразный предел глубин скважин для поиска нефти составляет 4...8 км.

До недавнего времени в электроэнергетике наращивался расход нефти в качестве топлива. Однако ограниченность запасов нефти и целесообразность ее использования в качестве сырья для химической промышленности диктуют необходимость ограничения и постепенного снижения расхода нефти при производстве электроэнергии. В обозримом будущем основным источником энергии будет углеводородное топливо. Естественно, что уже в настоящее время по-прежнему наметилась тенденция преимущественного развития и применения экономичных теплосиловых установок и в первую очередь дизелей, на долю которых в настоящее время приходится более 30 % суммарной установленной мощности транспортных энергетических установок. К сожалению, использование дизелей приводит к загрязнению окружающей среды. Только судовые, теп-

ловозные и промышленные дизели выбрасывают в год не менее 3 млн т воздуха, загрязненного оксидами азота, серы и углерода, углеводородами и сажей.

Двигателестроители и в настоящее время ищут пути дальнейшего совершенствования конструкции двигателей, доводки их рабочих процессов, сокращения вредных выбросов и потерь теплоты, улучшения технологии. Непрерывно совершенствуются бензиновые двигатели. Большие перспективы открываются для бензиновых двигателей с непосредственным впрыском в цилиндр.

Интенсивно разрабатываются двигатели, в которых используются экологически наиболее чистые виды топлива – водород, спирты, метан ($CH_4$), диметиловый эфир ($CH_3$–O–$CH_3$) и др. Более гибкими становятся системы управления двигателями, предназначенные для оптимизации их работы на каждом режиме. Однако в перспективе такой усовершенствованный дизель в своем «чистом» виде не сможет удовлетворить все возрастающие экономические и экологические требования. Поэтому теплоэнергетическая установка с дизелем должна быть комбинированной и рассчитана на совместную работу различных элементов (газовых и паровых турбин, компрессоров, теплообменников, дожигателей и т. п.), обеспечивающих глубокую утилизацию отходящей от дизеля теплоты и очистку выбрасываемых в атмосферу газов. Безусловно, водород как топливо перспективен, однако процессы его получения либо методами конверсии метана, либо методами электролитического разложения воды весьма энергоемки. Поэтому широкое внедрение водорода как энергоносителя реально осуществится после решения проблем создания новых ядерных и термоядерных реакторов.

Определенные успехи достигнуты в газотурбостроении. Газовая турбина преобразует тепловую энергию в механическую, создаваемую непосредственно на ее валу, или в электрическую, если на базе газовой турбины создается комбинированная установка, дополнительно включающая, например, МГД-генератор. Комбинированные установки (парогазовые, газопаровые) применяются в основном на электростанциях для выработки электрической и тепловой энергии, а также в судовых силовых установках. Можно также отметить, что КПД комбинированных парогазовых установок достигает 50 % (и даже более), в то время как КПД ТЭС – 37...39 %, АЭС – 30 %. Поэтому расширение их применения позволит снизить ежегодный расход топлива на каждый миллион киловатт установленной мощности примерно на 400 тыс. т по сравнению с расходом угля и мазута. Успехи газотурбостроения будут еще более заметны, если удастся в перспективе обеспечить дальнейшее повышение температуры рабочих процессов благодаря применению новых конструкционных материалов, сохраняющих свою прочность при высоких температурах.

**Уголь.** Разведанные запасы угля в мире значительны, но качественно различны. Низкая калорийность углей ряда месторождений (например, Канско-Ачинского) вызывает серьезные трудности в их использовании, в частности, для энергетического обеспечения европейской части страны, где потребность в энергии особенно высока. Эти угли невыгодно транспортировать с востока на запад, так как значительную часть перевозимого угля составляют неорганические отходы. Можно перерабатывать эти угли в электрическую энергию на месте. Однако при таком решении проблемы потребуется строительство сверхдальних линий электропередач (ЛЭП), в магистралях которых теряется до 10 % энергии и в распределительных сетях – еще около 40 %.

Тем не менее в ближайшей перспективе количество угля, используемого в качестве топлива в энергетике, будет, хотя и медленно, но возрастать, и превысит 9 млрд т.

Часть добытого угля станет сырьем для производства на месте синтетического жидкого топлива. В связи с этим идет активный поиск более эффективных способов газификации углей и долговечных катализаторов для этих целей.

**Газ.** В настоящее время принято считать, что запасы природного газа на Земле составляют примерно 250 трлн м$^3$, причем надежно разведано 80...90 трлн м$^3$. Содержание метана достигает 95 %, т. е. это чистый вид органического топлива. Однако грамотное применение природного газа требует обязательной его предварительной переработки в целях извлечения таких ценных компонентов, как этан, гелий, этилен и т. п. Подсчитано, что за всю историю СССР запасы природного газа были израсходованы лишь на 4 %. Кроме обычного природного газа имеются большие его запасы, связанные с водой в зонах вечной мерзлоты и в океане. Есть еще газ, растворенный в подземной гидросфере. Запасы такого газа значительны и расположены во всех регионах планеты, например: в Европе – около 1,5; в Северной и Южной Америке – 11,5; в Африке – около 4,0; в Азии с Океанией – более 10; в Австралии – около 3,0 трлн м$^3$. В настоящее время уже наметились подходы к добыче растворенного газа путем поднятия на поверхность Земли подземных вод с последующим их возвращением обратно под Землю после отделения содержащегося в них газа.

Практика убедительно показала, что применение газа (в основном, метана) в качестве энергетического топлива эффективно. Отчетливо обозначены и перспективные варианты его использования, в том числе на газотурбинных станциях.

Дело в том, что газовые турбины могут значительно интенсивнее принимать или сбрасывать нагрузку по сравнению с паровыми или конденсационными станциями или АЭС. Использовать газ можно также в парогазовых циклах. Применение метана и пропан-бутановых смесей будет расширяться и для транспортных теплоэнергетических агрегатов путем модернизации существующих двигателей внутреннего сгорания и создания новых модификаций, специально приспособленных для этих целей. Несмотря на простоту практического использования пропанбутановых смесей, по сравнению с метаном, следует иметь в виду, что запасы пропана и бутана меньше примерно на два порядка.

Можно прогнозировать, что в ближайшей перспективе в развитии энергетики приоритет будет за природным газом. И это несмотря на то, что добыча газа постепенно усложняется из-за трудностей, связанных с неблагоприятными климатическими условиями, в особенности Севера, с транспортированием газа по трубопроводам, необходимостью все более углублять газовые скважины (есть скважина, дающая газ с глубины 8088 м), что приводит к заметному удорожанию как поиска, так и добычи газа.

Практика эксплуатации газопроводов показала необходимость существенного повышения качества их прокладки, монтажа и усиления контроля за значениями параметров, за герметичностью стыков в процессе производства и эксплуатации. Пренебрежение этими требованиями может привести (и уже приводило) к снижению безопасности работы газопроводов и даже к серьезным авариям.

Возникают также трудности в связи с различным качеством природного газа в зависимости от места добычи. Так, природный газ Прикаспия отличается высоким

загрязнением сероводородом, который интенсивно разрушает металлическую арматуру и вредит здоровью обслуживающего персонала. Определенные трудности связаны и с присутствием паров ртути в газе ряда месторождений.

**АЭС.** В настоящее время атомная энергетика сохраняет свои позиции как один из основных мировых источников энергии. На ядерную энергию приходится около 6 % мирового топливно-энергетического баланса и 17 % производимой электроэнергии. Суммарная энергетическая мощность АЭС около 350 ГВт, работает примерно 440 блоков АЭС преимущественно с реакторами на тепловых нейтронах.

В России сегодня эксплуатируется 30 энергоблоков с установленной энергетической мощностью 22,24 ГВт. В их числе 14 энергоблоков с реакторами ВВЭР, 11 энергоблоков с реакторами РБМК, 4 энергоблока типа ЭГП Билибинской АТЭЦ с канальными водографитовыми реакторами и один энергоблок с реактором на быстрых нейтронах БН-600. Продолжается эксплуатация в режиме энергообеспечения промышленных уран-графитовых реакторов в г. Северске (Сибирская АЭС) и г. Железногорске. Доля вырабатываемой на АЭС электроэнергии превышает 15 %.

Наибольшая доля АЭС в производстве электроэнергии во Франции (~75 %), Литве (~73 %), Бельгии (~57 %), Болгарии, Словацкой Республике, Швеции, Украине, Республике Корея (от 43 до 47 %). Доля АЭС в производстве электроэнергии в Японии составляет 34,7 %, США – 19,8 %, Индии – 2,7 %, Китайской Народной Республике – 1,2 %.

Тепловые реакторы на уране-235 используют природный уран неэффективно (менее 1 %). Они могут быть основой атомной энергетики лишь ограниченное время. За время жизни (~50 лет) тепловой реактор мощностью 1 ГВт потребляет около 10 тыс. т природного урана. Потенциальные мировые ресурсы природного урана (~10 млн т) позволяют ввести в строй около 1000 блоков АЭС мощностью 1 ГВт. Следовательно, в XXI в. могут эксплуатироваться около 650 блоков АЭС с реакторами на тепловых нейтронах, что примерно вдвое больше, чем в конце XX в. Поэтому основанная на тепловых реакторах атомная энергетика может развиваться до середины XXI в., после чего ее вклад в производство энергии будет падать вследствие исчерпания топливных ресурсов. Аналогичные оценки для Российской атомной энергетики на тепловых реакторах дают срок ее функционирования максимум 100 лет. Доля вырабатываемой энергии на АЭС России составляет более 6 % от мировой, однако запасов урана в России – только около 4 %. Поэтому сроки функционирования урановых реакторов ограничены и неизбежным становится использование ядерного топлива, например плутония, в ядерном топливном цикле.

Быстрый реактор, обеспечивающий возможность на каждое разделившееся ядро воспроизводить одно или несколько более одного ядра нового ядерного топлива (коэффициент воспроизводства равен или более единицы), позволяет резко увеличить использование природного урана (~ в 200 раз). Реальной становится атомная энергетика мощностью 4000 ГВт, функционирующая в течение 2500 лет.

Первоначальные (после успешной эксплуатации первых гражданских реакторных установок) планы развития ядерной энергетики мира включали создание тепловых реакторов, в которых накапливаемый плутоний использовался для параллельного развития быстрых реакторов. Быстрые реакторы рассматривались как основа крупномасштабной атомной энергетики, постепенно замещающей традиционную энергетику на ископаемом органическом топливе.

Однако замедление темпов роста энергетики в 1970-е и 1980-е годы, связанное с переходом к новым энергосберегающим технологиям, и технические несовершенства реакторных установок, проявившиеся в условиях ошибочных действий персонала во время аварии на АЭС «Три-Майл-Айленд» (1979 г. США) и катастрофы на четвертом блоке Чернобыльской АЭС (1986 г. СССР), привели к нереализованности первоначальных планов. Замедление темпов роста атомной энергетики было связано и с проблемой нераспространения ядерного оружия (что привело к отказу США от развития быстрых реакторов), и с проблемой обращения с облученным ядерным топливом и радиоактивными отходами.

Принятые после 1979 и 1986 гг. меры по повышению эксплуатационной безопасности действующих АЭС привели к тому, что современные ядерные реакторы являются достаточно безопасными установками. Риск для человека производства электроэнергии на АЭС оценивается величиной $10^{-4} \geq 10^{-8}$ 1/год, сравнимой с риском от ТЭЦ ($10^{-4} \geq 10^{-5}$ 1/год), солнечных и ветряных электростанций ($10^{-4} \geq 10^{-5}$ 1/год), ГЭС ($10^{-5} \geq 10^{-6}$ 1/год). В настоящее время на АЭС эксплуатируются реакторы первого и второго поколений, риск использования которых составляет $10^{-4} \geq 10^{-5}$ 1/год и $10^{-6}$ 1/год соответственно. Существующие и разработанные реакторы третьего (четвертого) поколений характеризуются оценкой риска для человека $10^{-7} \geq 10^{-8}$ 1/год.

Долгосрочные прогнозы мировой атомной энергетики противоречивы, что отражает и отношение к ней общества и неблагоприятную для нее конъюнктуру. Прогнозируется рост мощностей АЭС в Китае, Южной Корее, Индии, Японии, ряде стран Восточной Европы и СНГ. Планы создания АЭС имеют Турция, Иран, Индонезия, Вьетнам.

Атомная энергетика, отвечающая современным требованиям безопасности и экономичности, реальна и способна в период после 2020 г. обеспечить существенную часть прироста мировых потребностей в энергопроизводстве (до 300 ГВт), объективно необходимого вследствие роста населения планеты и необходимости выравнивания уровня жизни регионов. Атомная энергетика позволит стабилизировать потребление обычных топлив и предотвратить достижения опасных пределов выброса продуктов химического горения.

В соответствии со Стратегией развития атомной энергетики России в первой половине XXI в. ее ближайшими задачами (до 2020 г.) являются продление до 40–50 лет назначенного срока службы действующих блоков, реновация блоков первого поколения, достройка атомных блоков и новое строительство на Ростовской, Калининской, Курской, Балаковской, Башкирской АЭС, а также энергоблоков с быстрыми реакторами на Белоярской, Южно-Уральской АЭС, ряда АТЭЦ.

Важной задачей является и утилизация оружейного плутония, наиболее эффективная в быстрых реакторах типа БН, БРЕСТ. Эту задачу рассматривают как первый этап создания замкнутого ядерного топливного цикла, который должен быть подготовлен к началу серийного строительства быстрых реакторов нового поколения.

Новое поколение быстрых реакторов с жидкометаллическим охлаждением имеет наиболее высокий потенциал внутренне присущей безопасности, а следовательно, и экономичности, поскольку позволяет исключить тяжелые аварии, связанные с выходом радиоактивности, за счет физических принципов, заложенных в

конструкцию реактора, а не дорогостоящих технических средств защиты персонала, населения и окружающей среды от выхода радиоактивности. Тепловые реакторы существующих и иных типов также обладают не реализованными сегодня резервами внутренне присущей безопасности. Развивающаяся крупномасштабная энергетика будет симбиозом быстрых и тепловых реакторов.

Предлагается провести исследования и разработки, обеспечивающие решения проблемы длительного хранения радиоактивных отходов. Потенциальным пределом здесь является достижение радиационной эквивалентности между захороненными отходами и ураном, извлекаемым из недр Земли.

Предполагается исключить из технологии ядерного топливного цикла выделение чистого плутония и перейти в быстрых реакторах к использованию топлива равновесного состава со значительным количеством продуктов деления, что будет препятствовать неконтролируемому распространению ядерных материалов.

***Принципиальные особенности ядерной энергии*:**

- в миллионы раз большая концентрация энергии и неисчерпаемые ресурсы;
- малые объемы отходов, которые могут быть надежно локализованы или уничтожены (превращены в короткоживущие) в ядерных реакторах;
- позволяют развить безопасную и конкурентоспособную атомную энергетику большого масштаба.

**ГЭС.** Гидростанции в нашей стране дают в настоящее время лишь 15...16 % электроэнергии. В связи с этим значение ГЭС для Единой энергетической системы страны не столько в количестве производимой энергии, сколько, в основном, в возможности снятия пиковых нагрузок, мобильного и автоматического включения и выключения ГЭС при непредвиденных обстоятельствах. Значительно бóльшая инерционность ТЭС и АЭС при смене режимов и наиболее высокая экономичность при работе на одном заданном (расчетном) установившемся режиме приводит к необходимости использования ГЭС в качестве регуляторов Единой энергетической системы.

В России построены наиболее мощные ГЭС. Средняя мощность ГЭС в России примерно в 4 раза больше, чем в США, при суммарной мощности всех ГЭС России, меньшей мощности всех ГЭС США в 1,5 раза. Практика создания крупных ГЭС с большими водохранилищами неминуемо связана с потерей для сельского хозяйства больших площадей пахотной земли, лугов и лесов, создание гигантских искусственных водоемов со временем приводит к значительным экологически неблагоприятным последствиям. Вместе с тем необходимо отметить, что в возникновении такой неблагоприятной обстановки повинны не только энергетики, но и работники речного флота и городского хозяйства прибрежных городов. В связи с этим в перспективе предполагается более низкий уровень строительства ГЭС и, в основном, в сейсмически безопасных районах.

Одновременно не вызывает сомнений целесообразность более широкого использования гидроэнергии малых водных потоков (практически ручьев) с помощью так называемых рукавных переносных электростанций, состоящих из небольших генераторов и гидротурбин, работающих на воде, подводимой по рукавам длиной до 100 м при наличии уклона прокладки примерно 10°. Хотя мощность таких установок невелика – 1...5 кВт, себестоимость киловатт-часа таких ГЭС оказывается ниже, чем у бензоэлектростанций той же мощности. Потребность в таких рукавных ГЭС очень велика. Перспективны для России и приливные ГЭС.

Опытная Кислогубская ГЭС была построена еще в 1970-е годы и успешно эксплуатируется.

**ВИЭ**. К числу возобновляемых источников энергии (ВИЭ) обычно относят солнечную энергию во всех ее проявлениях: получаемую Землей теплоту солнечного излучения, энергию ветра, приливов и отливов морей и океанов, энергию морских волн, а также геотермальные источники энергии, прирост биомассы на Земле, биогаз из отходов животноводства и др. По оптимистическим оценкам, без ущерба для окружающей среды за счет ВИЭ в принципе можно получать в несколько раз больше энергии, чем вырабатывается в мире в настоящее время.

Многие страны в долгосрочных программах на 2005–2030 гг. предусматривают значительный рост производства энергии благодаря ВИЭ. По сбалансированным оценкам, вклад ВИЭ может составить до 9 % общего ее производства в 2020 г. Следует подчеркнуть, что ВИЭ экологически наиболее благоприятны. Известно, что все типы энергоустановок, работающих на углеродсодержащем топливе, выбрасывают в окружающую среду углекислый газ, улавливать который пока невозможно. В итоге растет его концентрация, нарушается тепловой баланс планеты, что приводит к ее разогреву («парниковому эффекту»). Значительная часть солнечного излучения достигает поверхности Земли и нагревает ее. Существует и обратное тепловое излучение Земли. Присутствие углекислого газа препятствует отводу теплоты инфракрасным излучением, в результате атмосфера вокруг Земли нагревается. Считается, что удвоение концентрации $CO_2$ приведет к приросту околоземной температуры на (3+1,5) К, причем полярные области нагреваются сильнее экваториальных. Такое изменение температурного режима Земли может привести к серьезным последствиям, связанным, например, с таянием вечного льда, повышением уровня воды в мировом океане, возникновением большего числа ураганов, расширением площадей пустынь и т. п.

По мнению авторов, такой неблагоприятной перспективы можно избежать путем расширения использования в энергетике ВИЭ, так как эти виды энергии не добавляют в атмосферу углекислого газа. Даже использование биомассы (в том числе и ее сжигание) приводит лишь к возвращению в атмосферу того количества оксида углерода, которое было поглощено этой биомассой в период ее развития.

Таким образом, расширение использования в энергетике ВИЭ имеет большое значение для решения проблемы стабилизации климата на Земле.

Среди всех видов ВИЭ самым перспективным, бесспорно, является солнечная энергия. Некоторые ученые полагают, что к 2060 г. доля энергии, получаемой в результате использования энергии Солнца, может составить на мировом энергетическом рынке около 50 %.

Уже в настоящее время солнечная энергия используется достаточно широко. Например, фирма «Аркосолар» (США) еще в 1983 г. начала эксплуатировать солнечную электростанцию мощностью 1 МВт. Длительное время работает гелиостанция в Крыму. Для мощных солнечных энергетических установок можно применять зеркала-гелиостаты, располагаемые вокруг приемного коллектора. Такие зеркала автоматически поворачиваются вслед за Солнцем. Однако площади Земли, занимаемые зеркалами-гелиостатами, оказываются очень большими. Например, для солнечной энергетической установки мощностью 200 МВт зеркала-гелиостаты занимают площадь около 10 км$^2$. В настоящее время ведется работа по

совершенствованию кремниевых солнечных элементов. Значительное внимание уделяется более дешевому поликристаллическому и аморфному кремнию в виде пленки, хотя КПД элементов на аморфном кремнии составляет 6...10 % против 12...16 % у монокристаллических элементов.

Перспективным направлением использования солнечной энергии является получение водорода для силовых установок различных транспортных агрегатов. Запасы такого водорода рассматривают как своеобразные аккумуляторы солнечной энергии на периоды ее малой плотности. Определенные успехи достигнуты в прямом использовании солнечной энергии на транспортных агрегатах. Периодически организуемые соревнования «солнечных» автомобилей свидетельствуют о постоянном прогрессе в этой области. Не исключена возможность, что в недалеком будущем появятся фирмы, специализирующиеся на выпуске «солнечных», экологически чистых автомобилей.

Успешно используется солнечная энергия в космической технике, делаются попытки ее применения и в авиации.

Солнечная энергия является естественной для Земли, ей обязано своим существованием все живое. Освоение методов и средств использования солнечной энергии в процессе производства и в быту уже в настоящее время превращается в задачу, глобальную для всего человечества. По существу, только на этом направлении можно в перспективе решить многие экологические проблемы и добиться такого положения, при котором человек своей деятельностью будет не разрушать окружающую его природу, а исправлять уже разрушенное и воссоздавать для последующих поколений.

Именно поэтому уже в настоящее время необходимо интенсивно и даже приоритетно развивать исследовательские и конструкторские разработки в этом направлении. Можно ожидать, что в последующие годы средства, расходуемые в мире на освоение солнечной энергии, будут расти. И не исключена возможность, что именно этот вид энергии выступит в перспективе серьезным конкурентом энергии, получаемой с помощью ТЭС и АЭС, и, таким образом, внесет существенный вклад в решение проблемы сохранения окружающей среды.

Немалое значение в перспективе приобретут и другие виды ВИЭ (ветровая, все виды океанической и др.). Мощность всех экспериментальных установок в мире уже превысила 2,5 млн кВт, а по отдельным капитальным вложениям для производства единицы мощности такие установки приближаются к обычным ТЭС.

Например, в Нидерландах в настоящее время ветровые установки ежегодно вырабатывают 2...3 % электрической энергии. Широко используются и древнейшие ветровые установки – ветряные мельницы.

Будет, по-видимому, расширяться использование также геотермальных источников энергии. В геотермальных энергоустановках могут использоваться два вида геотермальной энергии: геотермальная в виде подземных запасов горячей воды или пара с температурой до 570...620 К и паротермальная, связанная с повышением температуры Земли по мере углубления с ее поверхности к центру. Естественно, что применение таких энергетических установок целесообразно прежде всего в районах, богатых такими источниками. Например, на Камчатке известно свыше

140 таких источников. Более 10 лет вырабатывает ток Паужстская геотермальная электростанция. Широко используются геотермальные источники энергии для бытовых нужд в Исландии, более 20 тыс. квартир отапливаются геотермальными водами в г. Видин (Болгария).

С точки зрения задач расширения использования геотермальной энергии могут представить интерес и петротермальные источники энергии в виде энергетических потенциалов верхних слоев Земли. Известно, что температура земной поверхности повышается на один градус в среднем каждые 30 м глубины. Следовательно, если использовать выработанные шахты или скважины глубиной 3 км и более (что в настоящее время вполне осуществимо), то закачанная туда вода может быть использована в качестве носителя теплоты, например для отапливания помещений. Подсчитано, что такой энергетический потенциал только верхней оболочки Земли эквивалентен триллионам тонн условного топлива. Если использовать хотя бы 1 % этих запасов, то можно обеспечить Землю теплом на миллионы лет.

Внимание ученых-энергетиков привлекают перспективы использования в процессе производства энергии ежегодно возобновляемой биомассы: каждый год на планете прирастает 107 млрд т биомассы (в сухом виде), в том числе 80 – в лесах, 18 – в степях и саванне, 9 млрд т – на обрабатываемых полях. Энергия, которой обладает такое количество биомассы, эквивалентна 40 млрд т нефти.

Зеленая биомасса подвергается переработке газификацией (древесина) и ферментацией сахаров. В результате получаются органические вещества, которые по своим энергетическим свойствам близки к нефти, – это эфиры и спирты (метанол, этанол, бутанол), причем спирты имеют высокое октановое число. Уже накоплен положительный опыт их получения. Так, ферментация отходов сахарного тростника в Бразилии в 1981 г. дала 4,2 млн $м^3$ этанола. В период с 1977 по 1982 г. Япония снизила количество перерабатываемой нефти для топлива с 74,5 до 62 % с тенденцией к дальнейшему снижению за счет получения этанола из рисовой соломы, ацетона и бутанола из сельскохозяйственных отходов. Фирма «Сан детмонд Гроверс» в Калифорнии имеет установленные мощности в 4,5 МВт для получения электроэнергии за счет сжигания скорлупы грецких орехов, что за год экономит 11 тыс. т нефти. Мощности фирмы «Гемотек инкорпорейшен» составляют 8,5 МВт – это эффект утилизации сжиганием миндальной скорлупы, косточек персиков и слив. В США этанол получают из отходов кукурузы. Расширение научно обоснованного использования прирастающей биомассы в качестве источника энергии может оказать заметную помощь не только в решении энергетической проблемы, но и в улучшении охраны окружающей среды.

Получен некоторый опыт преобразования в электроэнергию морских волн. Учеными в Киевском политехническом институте, например, была создана установка, подающая за счет энергии морских волн морскую воду на некоторую высоту с последующим использованием ее для привода гидротурбинки. Одна из испытанных установок, созданных румынскими учеными, представляет собой буй с закрытым дном. При качке на волнах уровень воды в буе изменяется, что вызывает движение воздуха через верхнее отверстие, используемое для привода турбинки, ротор которой вращается всегда в одну сторону вне зависимости от направления движения воздуха. Интенсивные работы ведутся в России и других странах по использованию энергии морских приливов. Многие годы успешно функциониру-

ет опытная приливная электростанция в Кислой Губе. Полученные результаты свидетельствуют об определенной перспективе этого направления.

Следует признать, что в целом по стоимости энергия, полученная за счет ВИЭ, пока не может конкурировать с традиционной энергетикой, за небольшими исключениями. Для ВИЭ нужно решать и такую трудную проблему, как аккумулирование энергии в те периоды года и суток, когда не светит Солнце или нет ветра. Поэтому развитие методов использования ВИЭ пока требует вложения средств, которые могут окупиться лишь в более отдаленной перспективе. Для повышения эффективности использования ВИЭ, обеспечения конкурентоспособности получаемой таким образом энергии необходимо проведение большого объема научных исследований и конструкторских разработок, что составляет серьезную и сложную проблему.

***Энергосбережение.*** Задача обеспечения энергией путем наращивания энергетического потенциала непосильна даже для самых высокоразвитых и богатых государств. Для того чтобы темпы наращивания энерговооруженности были реальными, необходимо проводить активную энергосберегающую политику в двух направлениях: повышать экономичность самих энергетических установок и таким образом получать бо́льшее количество энергии, и повсеместно сокращать потери энергии и энергоресурсов.

Коэффициент полезного использования энергоресурсов в России составляет примерно 40 %. Следовательно, 60 % – это потери, из которых примерно 20 % могут быть отнесены к предотвратимым. Именно часть предотвратимых потерь и необходимо всемерно сокращать. Расчеты показывают, что энергоемкость национального дохода должна обязательно снижаться. Задача эта очень трудная и может быть решена только путем осуществления крупномасштабных мероприятий, таких, например, как снижение доли энергоемких отраслей за счет наращивания наукоемких отраслей, проведения политики экономии электроэнергии и топлива и т. п. Ярким примером в этом отношении является развитие народного хозяйства в Японии в условиях острого дефицита как топливных ресурсов, так и ископаемых.

Необходимо активно внедрять прогрессивные энергосберегающие технологии и оборудование. Использование только в России уже известных лучших мировых образцов оборудования и технологий дало бы экономию 750...800 млн т условного топлива. Можно обеспечить значительную экономию энергии и в социально-бытовой сфере, если, например, усилить теплозащитную способность строящихся зданий. Уже активно используется заполнение криптоном межстекольного пространства окон. Существуют строительные материалы, позволяющие экономить до 50 % теплоты, расходуемой на обогрев зданий. Стены зданий, покрытые прозрачными панелями из этих материалов, пропускают теплоту лучей солнца извне и не отдают теплоту наружу. Значительную экономию электрической энергии дает применение для освещения люминесцентных ламп, которые потребляют энергии примерно в 8 раз меньше, чем лампы накаливания. Внедрение энерго- и ресурсосберегающих технологий – дело длительное, трудное и дорогое, но неизбежное и в конечном итоге окупаемое.

Все сказанное свидетельствует о том, что сбережение энергоресурсов представляется как глобальное требование и должно активно проводиться в жизнь в различных странах во всех сферах.

***Экология и защита окружающей среды.*** Развитие энергетики неразрывно связано с проблемами экологии и защиты окружающей среды. Электростанции, использующие уголь, выбрасывают в окружающую среду Земли ежегодно около 300...350 млн т золы, свыше 100...120 млн т оксидов серы и азота. Зола угольных ТЭС содержит изотопы радиоактивных калия, радия и тория, количество которых почти в 10 раз больше (по дозе облучения), чем в выбросах нормально работающей АЭС. Только в нашей стране предприятия топливно-энергетического комплекса в течение года выбрасывают в окружающую среду около 33 млн т токсичных отходов. По сравнению с лучшими станциями мира некоторые наши станции выбрасывают на порядок больше твердых частиц, в 3 раза больше серы, в 2 раза – оксидов азота. Серные газы в окружающей среде особенно вредны для населения, животного мира, почвы и водоемов.

Оборудование всех ТЭС (в особенности, работающих на угле) современными очистными сооружениями, обеспечивающими улавливание в отводящих газах вредных, токсичных компонентов, требует вложения больших средств, необходимых для совершенствования как технологии, так и оборудования. Вполне справедливо утверждение, что «чистую» энергетику бесплатно получить невозможно. Передовые промышленно развитые страны расходуют на эти цели около 5 % совокупного общественного продукта. При проведении работ в этом направлении в России следует помнить о наших обязательствах по международной конвенции о трансграничном загрязнении воздуха. Эти обязательства предусматривают сокращение выбросов оксидов серы на 30 %. В этой связи осуществляется постепенный перевод и замена ТЭС и ТС, работающих на угле, на ТЭС, работающие на природном газе. Это обеспечивает двухкратное сокращение загрязнения окружающей среды оксидами углерода.

Серьезные экологические проблемы возникают в связи с развитием атомной энергетики и, в частности, в связи с необходимостью высококачественного захоронения на длительный («геологический») срок ее отходов. Определенные перспективы в этом деле может дать применение реакторов на быстрых нейтронах. Многократное использование вторичного ядерного горючего в таких реакторах приводит к выгоранию в потоке быстрых нейтронов самых тяжелых изотопов, трансактинидов, испытывающих альфа-распад и спонтанное деление в течение длительного времени. Уровень остаточной активности, получаемый в хранилище отходов тепловых реакторов через миллион лет, при использовании реакторов на быстрых нейтронах и оптимальной организации их эксплуатации может быть достигнут уже через 200 лет.

Развитие атомной энергетики осложняется реакцией растительного и животного мира на радиоактивные нуклиды, накапливающиеся в почве. Их два типа: естественные нуклиды, рассеянные в почве Земли и содержащиеся, например, в балласте, который попадает в топку вместе с каменным углем, и нуклиды искусственные, появляющиеся при работе ядерных энергоустановок. Если к естественным нуклидам растительный и животный мир эволюционно приспособился (концентрация их в растениях в 10...100 раз меньше концентрации в окружающей почве), то иначе реагируют они на искусственные нуклиды типа SR-90 или CS-137. Эти

нуклиды хорошо усваиваются растениями и животными, как и близкие им по химическим свойствам кальций и калий. Они могут накапливаться в растениях и животных до концентрации в 70...100 раз большей, чем в окружающей почве, и облучать организмы «изнутри», что очень опасно. Поэтому задача обеспечения экологически чистой окружающей среды в связи с развитием ядерной энергетики становится все более важной и требует особого внимания всего человечества.

Определенные трудности возникают на Земле и в связи с задачей сохранения для людей запасов пресной воды, широко используемой в качестве теплоносителя в энергетических системах. Известно, что в настоящее время запасы пресной воды на Земле составляют всего 2,8 % общей ее массы и только 0,3 % доступны для использования человеком. Таким образом, задача экономии пресной воды при создании и эксплуатации различных энергетических систем, использующих воду, замены ее опресненной водой морей и океанов, получаемой за счет, например, ВИЭ, является крайне актуальной уже в настоящее время.

Все сказанное свидетельствует о том, что подход к проблемам развития энергетики только с позиций экономических, особенно в настоящее время, неприемлем. Необходимо увязывать экономические аспекты с социальными и экологическими.

В заключение можно сказать, что проблемы развития теплотехники относятся к глобальным проблемам и сопряжены с необходимостью решения актуальных задач. Тем не менее теплотехника традиционно располагает большими возможностями. Важно отметить, что ее теоретическая база и, в частности, термодинамический анализ основаны на законах и закономерностях, вытекающих из практического опыта, что предопределяет высокую достоверность выводов и основных термодинамических уравнений и зависимостей. Иными словами, в арсенале теплотехников имеется высоконадежный аппарат теоретических и экспериментальных методов исследования.

Важное место в настоящее время и в перспективе должны занимать исследования, связанные с повышением эффективности использования традиционных и новых источников энергии, – это повышение экономичности расходования энергии, интенсификация тепловых процессов в энергетических машинах и установках. Стремление повысить экономичность работы теплоэнергетических машин приводит к необходимости разработки для АЭС и для различных комбинированных тепловых двигателей, используемых на ТЭС, новых термодинамических циклов, и в том числе бинарных и более сложных, с регенерацией теплоты и другими особенностями, обеспечивающими не только повышенную экономичность работы теплоэнергетических установок, но одновременно и улучшение защиты окружающей среды. Большие задачи стоят перед исследователями, работающими в области сверхпроводимости, высокотемпературной и низкотемпературной теплотехники, что непосредственно связано с изучением термодинамических свойств рабочих тел при особо высоких и низких температурах и давлениях, а также тепловых процессов, происходящих в плазме, диссоциированных газовых смесях, ионизированных газах, в том числе в высокотемпературных потоках.

Теплотехника должна внести свой вклад в разработку более современных методов получения энергии путем непосредственного преобразования теплоты и химической энергии в электрическую.

Необходимость более широкого использования различных ВИЭ требует совершенствования существующих и поиска новых принципов преобразования ВИЭ в электрическую энергию, разработки энергетических установок с новыми рабочими процессами. Теплотехника внесет свой ощутимый вклад в развитие этой области энергетики. Исключительно важное значение имеют сегодня такие области, как криогенная и холодильная техника, техника кондиционирования и комфортного жизнеобеспечения, а также гидромашиностроение. Эти области относятся к теплотехнике.

Таким образом, можно сделать заключение, что знание теплотехники необходимо сегодня для специалистов, работающих в различных областях техники и технологии, в разных направлениях машиностроения и приборостроения, так или иначе связанных с решением важнейших проблем человечества, – энергообеспечением и энергоиспользованием.

РАЗДЕЛ I

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

## Глава 1

# ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

## 1.1. Основные понятия и определения

Классическая термодинамика исторически формировалась как феноменологическая наука о взаимном превращении теплоты и механической работы. Ее методология основана на изучении равновесных (квазистатических) процессов и по этой причине ее иногда называли термостатикой. Термодинамический метод исследования оказался широко востребованным и активно развивался. Сегодня он применяется при решении самых разнообразных физических, химических и технических задач.

Курс термодинамики, содержание которого увязывается с проблемами теплотехники, называют обычно **технической термодинамикой.**

***Термодинамической системой*** называется макроскопический объект термодинамического анализа. Поверхность, реальная или условная, которая отделяет термодинамическую систему от окружающей среды и через которую происходит взаимодействие между ними, называется **контрольной поверхностью**.

Под окружающей средой следует понимать совокупность внешних объектов, с которыми термодинамическая система может взаимодействовать, обмениваясь с ними энергией* или веществом. В качестве таких объектов в термодинамике рассматриваются источники (или приемники) теплоты и работы (как механической, так и немеханической: химической, электрической, магнитной работы и др.), а также источники (и приемники) вещества.

Термодинамическая система называется закрытой, если ее контрольная поверхность не допускает обмена веществом. Система, которая может обмениваться веществом с окружающей средой, называется открытой. Закрытая система, контрольная поверхность которой не допускает обмена энергией, называется изолированной.

Работа и теплота представляют собой две принципиально различные формы обмена энергией между телами. Работой называется передача энергии в результате макроскопического упорядоченного, направленного движения. Такое же наименование «работа» получило и количество передаваемой при этом энергии.

Теплотой (теплообменом) называется передача энергии при обмене хаотическим, ненаправленным движением микрочастиц, составляющих тела; меру энергии, передаваемой в этой форме, называют **количеством теплоты.** Из сказанного должно быть ясно, что под «источниками» теплоты и работы подразумеваются системы, передающие (или воспринимающие) энергию.

Для всех видов работ возможно полное количественное преобразование друг в друга и в теплоту (например, преобразование в теплоту работы трения, работы

*Энергия определяется как единая мера различных форм движения материи.

электрического тока и т. п.). На превращение теплоты в работу налагается определенное ограничение вторым законом термодинамики.

Конкретный способ обмена энергией называется **родом взаимодействия** системы со средой. Число взаимодействий различного рода, в которые термодинамическая система способна вступать с окружающей средой, называют числом **термодинамических степеней свободы системы.**

Термодинамическая система, в результате изменения состояния которой в тепловых двигателях получают работу, а в холодильных машинах холод, называется **рабочим телом**.

## Параметры состояния термодинамической системы

Изолированная система с течением времени приходит в равновесное состояние, которое остается неизменным до тех пор, пока система не будет выведена из него внешним воздействием. Равновесное состояние термодинамической системы характеризуется совокупностью различных физических величин, называемых параметрами состояния. Те из них, которые пропорциональны массе системы (объем системы, энергия и др.), называются экстенсивными параметрами. Параметры, не зависящие от массы (давление, температура, электрический потенциал и др.), называются интенсивными.

В равновесном состоянии системы одноименные интенсивные параметры имеют одно и то же значение во всех точках системы, поэтому равновесное состояние системы может быть представлено графически – точкой на координатной плоскости. Если распределение интенсивных величин по объему системы неоднородно, то состояние системы неравновесно.

К числу так называемых термических параметров относятся абсолютное (т. е. отсчитанное от нуля) давление $p$, термодинамическая температура $T$ и объем системы $V$.

***Абсолютное давление*** $p$ определяется отношением суммы нормальных к поверхности сил $\sum F_n$ к площади поверхности $A$. При равномерном распределении сил по поверхности

$$p = \sum F_n / A.$$

Единицей давления в системе СИ является паскаль (Па = Н/м$^2$). В практических расчетах часто используется 1 МПа = $10^6$ Па.

Наиболее простым прибором для измерения давления является U-образный жидкостный манометр, один конец которого присоединяется к емкости, в которой нужно измерить давление, а другой сообщается с атмосферой (рис. 1.1, *а*). Тогда измеряемое давление $p = p_a + \Delta h_1 \rho g$, где $p_a$ – атмосферное давление, Па; $\Delta h_1$ – разность уровней жидкости в манометре, м; $\rho$ – плотность жидкости, заполняющей манометр, кг/м$^3$; $g$ – ускорение свободного падения, м/с$^2$.

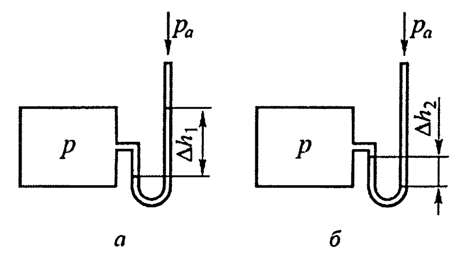



**Рис. 1.1.** Схемы измерения давления: *а* – $p > p_a$; *б* – $p < p_a$

Если измеряемое давление меньше атмосферного (рис. 1.1, *б*), то оно определяется по формуле $p = p_a - \Delta h_2 \rho g$. Рабочими жидкостями U-образного прибора служат ртуть, вода, спирт.

Для измерения давления применяются приборы различных принципов действия. Атмосферное давление измеряется барометрами.

***Термодинамическая температура*** *T* отсчитывается по шкале, построенной на основе определенных термодинамических закономерностей. Единица термодинамической температуры называется кельвином (К). В качестве единственной реперной точки термодинамической температурной шкалы выбрана тройная точка воды (см. рис. 1.14), температура *t* в которой по эмпирической шкале Цельсия равна 0,01°С, и ей присвоено значение термодинамической температуры 273,16 К (точно). Следовательно, кельвин равен 1/273,16 части термодинамической температуры тройной точки воды.

Связь между термодинамической температурной шкалой и шкалой Цельсия определяется выражением

$$T = t + 273{,}15,$$

т. е. началу отсчета термодинамической температуры (нулю термодинамической температуры ) соответствует значение –273,15 °С.

Во всех термодинамических соотношениях используются абсолютное давление и термодинамическая температура.

***Объем*** *V* термодинамической системы измеряется в кубических метрах (м$^3$). Для однородной термодинамической системы параметром состояния может служить ***удельный объем*** *v*, т. е. объем, занимаемый единицей массы:

$$v = V/m,$$

где *m* – масса системы, кг; *v*, м$^3$/кг. Величина ρ, обратная удельному объему, есть плотность вещества, кг/м$^3$:

$$\rho = 1/v = m/V.$$

## Процессы

Процессом называется совокупность последовательных состояний, через которые проходит термодинамическая система при ее взаимодействии с окружающей средой.

Равновесным называется процесс, в котором термодинамическая система проходит ряд бесконечно близких состояний, каждое из которых является равновесным. Процесс тем ближе к равновесному, чем меньше разности между одноименными интенсивными величинами (потенциалами) в системе и окружающей среде; равновесному процессу соответствуют бесконечно малые разности интенсивных величин, в пределе – отсутствие разностей. Но в реальных процессах эти разности всегда конечны (т. е. соизмеримы с абсолютным значением параметра), поэтому понятие равновесного процесса по отношению к реальному является идеализацией. Количественный термодинамический анализ возможен применительно только к равновесным процессам. Опыт показывает, что многие реальные процессы могут быть с достаточной степенью точности описаны с помощью равновесной мо-

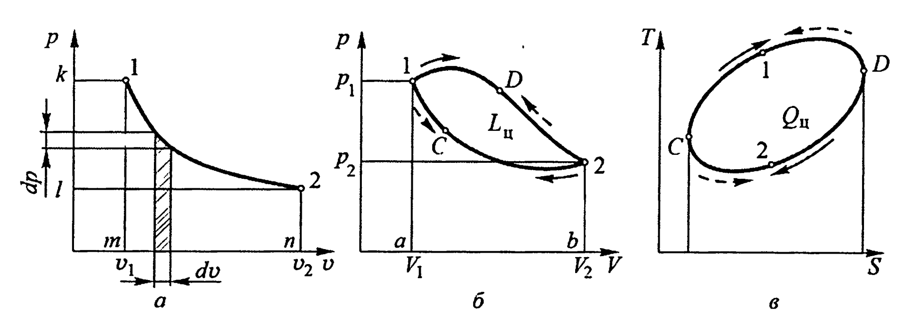



**Рис. 1.2.** Диаграммы:
*а* – термодинамического процесса в координатах $v\,p$; *б* – термодинамического цикла в координатах $Vp$; *в* – термодинамического цикла в координатах $ST$

дели. Равновесный процесс как последовательность равновесных состояний может быть представлен графически (см. линию 1–2 в координатах $vp$ на рис. 1.2, *а*).

Равновесный процесс обладает свойством обратимости: в результате совершения прямого, а затем обратного равновесных процессов термодинамическая система возвращается в исходное состояние, повторяя в обратном направлении все равновесные состояния прямого процесса; при этом в окружающей среде не остается никаких изменений. Таким образом, процесс называется обратимым, если после его совершения сначала в прямом, а затем в обратном направлениях все участвующие в нем объекты возвращаются к своему исходному состоянию.

При условии, если разности между значениями одноименных интенсивных параметров в системе и окружающей среде конечны, то процесс перехода системы из одного состояния в другое является неравновесным, так как при этом в системе имеет место неоднородное распределение параметров. Последнее не позволяет представить неравновесный процесс графически. Изменения, произошедшие с объектами, участвующими в прямом неравновесном процессе, не могут быть полностью устранены при совершении процесса противоположного направления. Поэтому такие изменения называются необратимыми, а сам прямой процесс – необратимым.

Несколько последовательных процессов, в результате совершения которых термодинамическая система возвращается в исходное состояние, образуют круговой процесс, или цикл. Цикл, состоящий из равновесных процессов, может быть представлен графически (см., например, линию $1D2C1$ в координатах $Vp$ и $ST$ на рис. 1.2, *б* и *в*).

## Уравнения состояния

Параметры системы, находящейся в состоянии термодинамического равновесия, связаны между собой, причем число независимых параметров, определяющих равновесное состояние системы, равно числу ее термодинамических степеней свободы. Остальные параметры, соответствующие данному состоянию системы, являются функциями независимых параметров.

Связь между параметрами системы с двумя степенями свободы можно представить в виде

$$p = f_p(v,\ T\ );\ v = f_v(\ p,\ T\ );\ T = f_T(v,\ p) \qquad (1.1)$$

или в неявном виде

$$F(\ p, v, T\ ) = 0. \qquad (1.2)$$

Уравнение вида (1.1) или (1.2), связывающее давление, объем и температуру однородного вещества, называется термическим уравнением состояния.

Уравнение состояния в определенной форме (т. е. когда вид функции $f$ или $F$ известен) не может быть получено средствами термодинамики. Такие уравнения получают опытным путем или статистическим методом, исходя в последнем случае из определенной модели структуры вещества.

Примером термического уравнения состояния может служить уравнение

$$pV = mRT, \qquad (1.3)$$

составленное на основе законов Бойля–Мариотта и Гей-Люссака.

Переходя к удельным величинам, получим

$$pv = RT, \qquad (1.4)$$

где $R$ – газовая постоянная, Дж/(кг · К), имеющая различное значение для разных газов. ***Газ, строго подчиняющийся уравнению (1.3), называется идеальным газом***. Если $\mu$ – молярная масса газа, кг/кмоль, то, умножив на $\mu$ обе части уравнения (1.4), получим уравнение Клапейрона–Менделеева:

$$pv_\mu = R_\mu T, \qquad (1.5)$$

где $v_\mu = v\mu$ – молярный объем газа, м$^3$/кмоль; $R_\mu = R\mu = 8314$ Дж/(кмоль · К) – универсальная газовая постоянная. Очевидно, что

$$R = 8314/\mu. \qquad (1.6)$$

Продифференцировав уравнения (1.1) по независимым переменным, получим

$$dp = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T dv; \qquad (1.7)$$

$$dv = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T dp; \qquad (1.8)$$

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v dp + \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p dv. \qquad (1.9)$$

Приняв, например, в выражении (1.7) условие $dp = 0$, можно получить термическое уравнение состояния в дифференциальной форме:

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T = -1. \qquad (1.10)$$

В уравнение (1.10) входят частные производные, имеющие смысл термических характеристик системы. При расчетах обычно используются термические коэффициенты, получаемые путем деления производных $\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ и $\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T$ на удельный объем газа $v_0$ при $T_0 = 273{,}15$ К и $p_0 = 101{,}325$ кПа, или деления $\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v$ на давление $p_0$:

– изобарный температурный коэффициент объемного расширения

$$\beta = (1/v_0)\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p; \tag{1.11}$$

– изохорный коэффициент давления

$$\gamma = (1/p_0)\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v; \tag{1.12}$$

– коэффициент изотермной сжимаемости

$$\beta_T = (-1/v_0)\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T. \tag{1.13}$$

Подставив выражения (1.11) – (1.13) в уравнение (1.10), получим

$$\beta = \beta_T \gamma p_0. \tag{1.14}$$

Поскольку соотношения (1.7) – (1.13) получены на основе общих зависимостей (1.1), то выражение (1.14) справедливо как для идеальных, так и для реальных газов.

Реальные газы отвечают уравнению (1.4) лишь приближенно (отклонение тем больше, чем меньше температура и больше давление). Для описания реальных газов получены многочисленные полуэмпирические уравнения состояния. Наиболее простым, но качественно правильно отражающим поведение реальных газов в определенной области температур и давлений, является ***уравнение Ван-дер-Ваальса***:

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT, \tag{1.15}$$

где $a$ и $b$ постоянны для данного газа. Уравнение Ван-дер-Ваальса основывается на идее непрерывности газообразного и жидкого состояний и охватывает оба эти состояния.

Понятие идеального газа с молекулярной точки зрения основано на допущении, что силы межмолекулярного взаимодействия равны нулю, а сами молекулы не имеют объема и рассматриваются как материальные точки. Постоянные $a$ и $b$ в уравнении Ван-дер-Ваальса связаны с введением соответствующих поправок к уравнению состояния идеального газа.

Постоянная $b$ представляет собой поправку на объем молекул в предположении, что они являются твердыми шарами. Величина $b$ учитывает уменьшение объема, в котором движутся молекулы реального газа, за счет объема самих молекул и объема промежутков между ними, которые образовались бы при бесконечно боль-

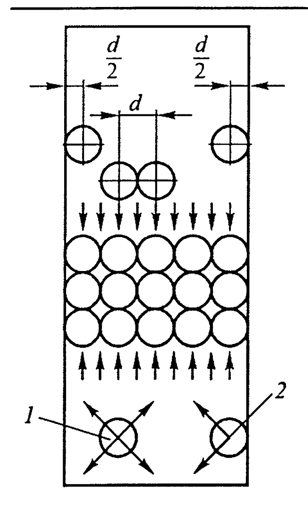



Рис. 1.3. Схема взаимодействия молекул реального газа:

*1* – молекулы в объеме сосуда; *2* – молекула, подходящая к стенке сосуда

шом давлении в газе. Поэтому удельный объем газа $v$, входящий в уравнение (1.4), заменяется объемом $(v - b)$, «свободным» для перемещения молекул.

Представление молекул в виде абсолютно упругих шаров, по существу, моделирует действие сил отталкивания, которые мешают молекулам приближаться друг к другу на расстояние, меньше некоторого минимального. Это минимальное расстояние и определяет то, что называется размером молекулы (см. расстояние $d$ между центрами шаров на рис. 1.3). Поэтому постоянная $b$ уравнения Ван-дер-Ваальса, введенная как поправка на объем молекул, рассматривается и как характеристика сил отталкивания.

Вторая поправка связана с действием сил притяжения между молекулами. При подходе к стенке сосуда (см. рис. 1.3) молекула *2* испытывает одностороннее притяжение со стороны молекул *1* в объеме, в связи с чем скорость ее движения к стенке снижается и импульс силы удара о стенку уменьшается, а следовательно, уменьшается на некоторую величину $\Delta p$ и давление на стенку:

$$p = RT/(v - b) - \Delta p. \qquad (1.16)$$

Ван-дер-Ваальс показал, что эту величину можно считать обратно пропорциональной квадрату удельного объема газа:

$$\Delta p = a/v^2. \qquad (1.17)$$

Величина $a/v^2$ представляет собой так называемое внутреннее давление в газе или жидкости, являющееся следствием действия сил притяжения между молекулами. Подстановка (1.17) в уравнение (1.16) приводит к уравнению (1.15).

Уравнение (1.15) можно представить в виде

$$v^3 - (b + RT/p)v^2 + (a/p)v - ab/p = 0, \qquad (1.18)$$

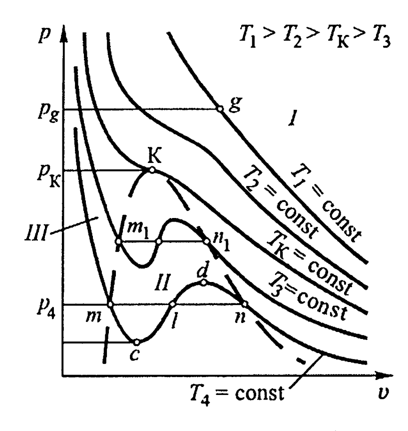



Рис. 1.4. Изотермы Ван-дер-Ваальса

который дает возможность изучить протекание изотерм в $vp$-координатах во всем диапазоне изменения температур (рис. 1.4).

Трем действительным корням уравнения (1.18) при $T$ = const, например при температуре $T_4$ и некотором давлении $p_4$ значениям $v$ в точках $m$, $l$, $n$ – соответствует область *II*. Видно, что в этой области между изотермой Ван-дер-Ваальса и опытной изотермой Эндрюса имеется существенное различие. Последней принадлежит участок горизонтальной прямой $mn$, а изотерма Ван-дер-Ваальса имеет минимум в точке $c$ и максимум в точке $d$. Исследования показывают, что состояния вещества, соответствующие

участку *cd* изотермы Ван-дер-Ваальса, в действительности не наблюдаются, а состояния, соответствующие участкам *mc* и *dn*, трудно реализуемы вследствие их малой устойчивости.

Положение горизонтального участка *mn* (линии $p_4$ = const) относительно изотермы Ван-дер-Ваальса $T_4$ = const определяется условием равенства площадей, ограниченных участками кривой и расположенных выше и ниже отрезка *mn* (правило Максвелла). По мере повышения температуры точки $m$, $m_1$,... сближаются с точками $n$, $n_1$,... (см. рис. 1.4) и при некотором значении температуры сливаются в точке К [действительные корни уравнения (1.18) оказываются равными]. Кривая, соединяющая точки $m$, ..., $m_1$, ..., К, ..., $n_1$, ..., $n$, ..., является границей между областями *vp*-диаграммы: *I* – газообразное состояние вещества; *II* – равновесное сосуществование газа и жидкости при $T$ = const и $p$ = const; *III* – жидкость.

При температурах $T > T_{\text{К}}$ уравнение (1.18) имеет два мнимых и один действительный корень (например, при $T_1$ и некотором давлении $p_g$ – значение удельного объема $v$ в точке $g$). Изотерма Ван-дер-Ваальса в этой области имеет вид монотонной кривой. Чем выше температура и ниже давление (т. е. чем меньше плотность газа), тем ближе эта кривая к изотерме идеального газа, которая имеет вид равнобочной гиперболы [см. уравнение (1.4) при $T$ = const].

Различие в характере протекания изотерм, расположенных выше и ниже изотермы $T_{\text{К}}$ = const, позволило определить последнюю как критическую изотерму. При температуре $T_{\text{К}}$ исчезает различие между газом и жидкостью. Точка К называется критической точкой, параметры $p_{\text{К}}$, $T_{\text{К}}$ и $v_{\text{К}}$ – критическими параметрами вещества.

Очевидно, что уравнение (1.18) можно представить в виде $(v - v_{\text{К}})^3 = 0$, соответствующем точке К. Раскрыв последнее уравнение и сопоставив его с (1.18), получим

$$3v_{\text{К}} = b + RT_{\text{К}}/p_{\text{К}}; \quad 3v_{\text{К}}^2 = a/p_{\text{К}}; \quad v_{\text{К}}^2 = ab/p_{\text{К}}. \qquad (1.19)$$

Полученные соотношения позволяют определить значения постоянных $a$, $b$ и $R$ через критические параметры вещества:

$$a = 3v_{\text{К}}^2 p_{\text{К}}; \; b = v_{\text{К}}/3; \; R = 8\, p_{\text{К}} v_{\text{К}}/3T_{\text{К}}. \qquad (1.20)$$

## Смеси идеальных газов

Для однородной смеси идеальных газов, химически не реагирующих между собой, справедлив ***закон Дальтона***, по которому сумма парциальных давлений $p_k$ газов, входящих в смесь (компонентов* смеси), равна давлению смеси:

$$p = \sum_{k=1}^{k=n} p_k, \qquad (1.21)$$

где $n$ – число компонентов смеси; $k$ – номер компонента. ***Парциальным давлением называется давление компонента смеси при условии, что он один занимает весь объем смеси при температуре смеси.***

---

* В условиях, когда между веществами, составляющими систему, не происходит химических реакций, число компонентов отождествляется с числом составляющих.

Каждый входящий в смесь газ подчиняется своему уравнению состояния так, как будто остальных газов не существует. Так как для $k$-го газа $p_k V = m_k R_k T$, то для смеси газов

$$pV = T \sum_{k=1}^{k=n} m_k R_k, \tag{1.22}$$

где $V$ – объем смеси; $T$ – температура смеси. Пусть

$$\sum_{k=1}^{k=n} m_k R_k = R \sum_{k=1}^{k=n} m_k, \tag{1.23}$$

тогда газовая постоянная смеси

$$R = \sum_{k=1}^{k=n} m_k R_k / \sum_{k=1}^{k=n} m_k. \tag{1.24}$$

Так как $\sum_{k=1}^{k=n} m_k = m$ – масса смеси газов, то термическое уравнение состояния смеси идеальных газов имеет вид

$$pV = mRT. \tag{1.25}$$

Для выражения состава смеси газов вводится понятие массовой доли $k$-го газа в смеси

$$g_k = m_k / m. \tag{1.26}$$

При этом $\sum_{k=1}^{k=n} g_k = 1$. В соответствии с выражением (1.24)

$$R = \sum_{k=1}^{k=n} g_k R_k. \tag{1.27}$$

Подставив в полученное уравнение соотношение (1.6) для $k$-го газа, получим

$$R = 8314 \sum_{k=1}^{k=n} (g_k / \mu_k), \tag{1.28}$$

где $\mu_k$ – молярная масса $k$-го газа в смеси, кг/кмоль.

По аналогии с выражением (1.6) запишем для смеси газов

$$R = 8314/\mu, \tag{1.29}$$

где

$$\mu = 1/ \sum_{k=1}^{k=n} (g_k / \mu_k) \tag{1.30}$$

– средняя (кажущаяся) молярная масса смеси.

Состав смеси газов может быть выражен и через объемные доли:

$$r_k = V_k / V, \tag{1.31}$$

где $V_k$ – ***парциальный объем***, т. е. ***объем k-го компонента смеси при температуре и давлении смеси.***

В соответствии с уравнением (1.3) и на основании определений парциального давления и парциального объема $p_k V = p V_k$, откуда

$$\sum_{k=1}^{k=n} V_k = \sum_{k=1}^{k=n} p_k V/p = V. \qquad (1.32)$$

Следовательно, ***сумма парциальных объемов компонентов смеси равна объему, занимаемому смесью***. В связи с этим $\sum_{k=1}^{k=n} r_k = 1$.

Массовые и объемные доли газов в смеси можно связать между собой, если известна плотность $\rho_k$ каждого газа. В соответствии с выражением (1.26)

$$g_k = \rho_k V_k / \sum_{k=1}^{k=n} \rho_k V_k, \qquad (1.33)$$

тогда после деления числителя и знаменателя на объем смеси $V$ получим

$$g_k = \rho_k r_k / \sum_{k=1}^{k=n} \rho_k r_k. \qquad (1.34)$$

Аналогично

$$r_k = (g_k/\rho_k) / \sum_{k=1}^{k=n} (g_k/\rho_k). \qquad (1.35)$$

Поскольку $\rho_k = \mu_k / v_\mu$, уравнения (1.34) и (1.35) можно представить в виде

$$g_k = \mu_k r_k / \sum_{k=1}^{k=n} \mu_k r_k \qquad (1.36)$$

и

$$r_k = (g_k/\mu_k) / \sum_{k=1}^{k=n} (g_k/\mu_k). \qquad (1.37)$$

Эти зависимости удобны в тех случаях, когда известны химические формулы газов, составляющих смесь.

# 1.2. Законы термодинамики

## Первый закон термодинамики

Полная энергия термодинамической системы складывается из внешней и внутренней энергий. Во внешнюю энергию входит потенциальная энергия системы в силовых полях (гравитационном, электрическом и др.) и кинетическая энергия системы, т. е. энергия ее движения относительно тел окружающей среды. Остальная часть полной энергии системы называется ее ***внутренней энергией***.

Внутренняя энергия представляет собой энергию всех видов движения микрочастиц, составляющих тело, и энергию их взаимодействия между собой. Поскольку в термодинамике используется феноменологический метод исследования, при котором не рассматривается микроструктура вещества, то средствами термодинамики не может быть определено абсолютное значение внутренней энергии. Но при термодинамическом анализе достаточно судить об изменении энергии.

Изменение внутренней энергии термодинамической системы определяется по результатам ее взаимодействия с окружающей средой. Часть общего изменения внутренней энергии системы, которая соответствует тепловому взаимодействию, называется количеством теплоты $Q$, Дж; другая часть, соответствующая взаимодействию в форме работы, называется количеством работы $L$, Дж. Количество теплоты считается положительным, если оно увеличивает внутреннюю энергию системы, т. е. если теплота подводится к термодинамической системе от окружающей среды. Количество работы считается положительным, когда работа производится системой над окружающей средой, т. е. когда внутренняя энергия системы уменьшается. С учетом указанного условного правила знаков общее изменение внутренней энергии закрытой термодинамической системы при ее взаимодействии с окружающей средой в некотором процессе 1–2 может быть представлено уравнением

$$U_2 - U_1 = Q - \sum_k L_k, \tag{1.38}$$

которое называется уравнением первого закона термодинамики. Оно является выражением закона сохранения и превращения энергии: общий запас энергии термодинамической системы и окружающей среды при взаимодействии между ними не изменяется, энергия только перераспределяется между участниками взаимодействия. В этом уравнении $\sum_k L_k$ представляет собой сумму механической и немеханической (электрической, химической и т. п.) работы. Таким образом, каждому слагаемому правой части уравнения (1.38) соответствует определенная степень свободы (тепловая, механическая, электрическая и др.). Уравнение (1.38) справедливо как для равновесных, так и для неравновесных процессов.

В дальнейшем под $L$ будет подразумеваться только механическая работа, совершаемая при объемной деформации, т. е. будет рассматриваться система с двумя степенями свободы – тепловой и деформационной (термомеханическая система). Уравнение первого закона термодинамики для такой системы записывается в виде

$$U_2 - U_1 = Q - L \tag{1.39}$$

или

$$Q = U_2 - U_1 + L. \tag{1.40}$$

В дифференциальной форме уравнения (1.40) и (1.39) имеют вид

$$dQ = \delta U + \delta L \text{ и } dU = \delta Q - \delta L. \tag{1.41}$$

Если система физически и химически однородна, то можно перейти к удельным величинам (Дж/кг):

$$du = \delta q - \delta l. \tag{1.42}$$

Внутренняя энергия термодинамической системы однозначно определяется параметрами состояния системы, т. е. является ***функцией состояния.*** Поэтому ее изменение не зависит от вида совершаемого процесса и определяется только начальным и конечным состояниями системы, т. е.

$$\int_1^2 dU = U_2 - U_1, \tag{1.43}$$

где $dU$ – полный дифференциал. Следовательно, интеграл по замкнутому контуру от дифференциала внутренней энергии равен нулю:

$$\oint dU = 0. \qquad (1.44)$$

В отличие от внутренней энергии теплота и работа являются ***функциями процесса***, т. е. их количества зависят от вида совершаемого процесса. Таким образом, величины $\delta Q$ и $\delta L$ не являются полными дифференциалами (поэтому для их обозначения принят значок $\delta$ вместо $d$). Для кругового процесса (цикла) интегрирование уравнения (1.41) дает

$$Q_ц = L_ц, \qquad (1.45)$$

т. е. теплообмен термодинамической системы с окружающей средой в круговом процессе приводит к совершению работы или, говоря иначе, работа в круговом процессе может совершаться только за счет получения системой теплоты от внешних тел. Поэтому первый закон термодинамики часто формулируют в следующем виде: «невозможно создать вечный двигатель первого рода», т. е. такую циклически действующую машину, которая совершала бы работу, не заимствуя энергию извне.

Одним из типов открытой системы является проточная система. Хотя баланс энергии вида (1.42) выполняется и в потоке, но для последнего уравнение первого закона термодинамики записывается еще и по-другому – через величины, отражающие особенности взаимодействия проточных систем с окружающей средой.

В проточных системах (например, в проточной части турбинных колес, в соплах реактивных двигателей и т. п.) рабочее тело несет с собой, кроме внутренней энергии, также кинетическую энергию $E_к$ своего движения относительно стенок канала, которая может изменяться в направлении течения. При этом может изменяться и потенциальная энергия $E_п$ рабочего тела в поле внешних сил, а также производиться рабочим телом (или над ним) механическая работа, называемая технической работой $L_{тех}$, которая отлична от нуля в потоке с подвижными стенками. Кроме того, при входе рабочего тела в пределы системы над ним должна быть выполнена так называемая работа ввода (по преодолению сил внутреннего давления), а при выходе им должна быть произведена работа вывода (по преодолению сил внешнего давления).

В технических приложениях обычно рассматриваются стационарные потоки, когда параметры рабочего тела не изменяются во времени. Если при этом не учитывается изменение параметров по площади сечения канала, то течение называется одномерным.

Пользуясь введенными выше обозначениями, запишем уравнение первого закона термодинамики для системы со стационарным потоком:

$$q = \Delta u + \Delta E_к / m + \Delta E_п / m + l_{тех} + l_в, \qquad (1.46)$$

где $m$ – масса системы; $l_в$ – алгебраическая сумма работ ввода и вывода, называемая ***работой вытеснения массы.***

Сумму технической работы и изменения кинетической и потенциальной энергий рабочего тела называют ***располагаемой работой***:

$$l_0 = \Delta E_к / m + \Delta E_п / m + l_{тех}. \qquad (1.46a)$$

С учетом выражения (1.46а) уравнение (1.46) приобретает вид

$$q = \Delta u + l_в + l_0. \qquad (1.47)$$

Если техническая работа равна нулю (в случае течения по неподвижному каналу) и потенциальная энергия системы не изменяется, то располагаемая работа равна изменению кинетической энергии газа:

$$\delta l_0 = 0{,}5d(w^2), \qquad (1.48)$$

где $w$ – скорость течения газа, м/с.

После интегрирования получим

$$l_0 = 0{,}5\int_1^2 d(w^2) = 0{,}5(w_2^2 - w_1^2). \qquad (1.48а)$$

В другом частном случае, когда целью является совершение (или затрата) технической работы и при этом считается, что потенциальная энергия не изменяется, имеем из (1.46а):

$$l_0 = 0{,}5(w_2^2 - w_1^2) + l_{тех}. \qquad (1.48б)$$

Примером технической работы, совершаемой потоком, может служить вращение колеса турбины под воздействием потока на лопатки (или, наоборот, сжатие рабочего тела центробежным компрессором при воздействии на поток со стороны лопаток).

## Основное уравнение термодинамики

Для того чтобы с помощью уравнения (1.41) или (1.42) установить связь между изменением внутренней энергии и параметрами состояния системы в равновесном процессе, следует получить выражения для элементарных количеств теплоты и работы.

Определим работу объемной деформации газа массой $m$, объем $V$ которого ограничен контрольной поверхностью $A$ (рис. 1.5). На газ действует равномерно распределенное по поверхности давление $p$. Газ состоит в равновесном взаимодействии с окружающей средой.

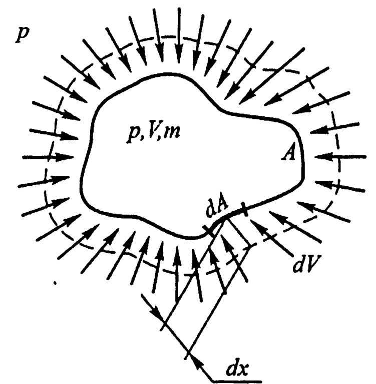



Рис. 1.5. Схема для определения работы при расширении газа

Допустим, что газ претерпевает изменение состояния, при котором его объем увеличивается (например, при подводе теплоты). При этом каждый элемент $dA$ контрольной поверхности под действием бесконечно малой силы $pdA$ перемещается на расстояние $dx$. Соответствующая работа против сил внешнего давления выразится произведением $pdAdx$. Взяв интеграл по всей поверхности, получим элементарную работу деформации газа

$$\delta L = p\int_A dAdx = pdV, \qquad (1.49)$$

где $dV$ – изменение объема, вызванное смещением всех элементов поверхности $A$. Разделив левую и правую части выражения (1.49) на массу системы, получим элементарную удельную работу деформации

$$\delta l = pdv. \tag{1.50}$$

Давление $p$ в выражениях (1.49) и (1.50) относится к окружающей среде. Но в условиях равновесия под $p$ понимается и давление в системе. Выражения (1.49) и (1.50) справедливы только для равновесных процессов.

Выражение (1.50) показывает, что величина $\delta l$ численно равна элементарной площади под линией процесса 1–2 в $v\,p$-координатах при изменении удельного объема на $dv$ (см. рис. 1.2, *а*). Знак работы деформации определяется знаком изменения объема системы. Проинтегрировав уравнение (1.50), получим

$$l_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} p\,d\,v, \tag{1.51}$$

где $v_1$ и $v_2$ – начальный и конечный удельные объемы системы.

Это количество работы характеризуется площадью $m12n$ (см. рис. 1.2, *а*), в связи с чем $vp$-диаграмму называют иногда рабочей диаграммой.

Вид, аналогичный выражению для работы деформации (1.49), имеют выражения для количества работы любого другого рода:

$$\delta L_k = P_k\,dX_k, \tag{1.52}$$

где величины $P_k$ и $X_k$ называются соответственно **потенциалом взаимодействия** и **координатой состояния** $k$-го рода взаимодействия. Величины $P_k$ и $X_k$ представляют собой пару сопряженных параметров.

Взаимодействие определенного рода происходит, когда существует разность соответствующих потенциалов. Например, деформационное взаимодействие происходит под действием разности давлений, электрическое взаимодействие – разности электрических потенциалов и т. п. Потенциалы взаимодействия являются интенсивными величинами.

Изменение координаты состояния является признаком того, что данное взаимодействие происходит (или не происходит, если эта величина не изменяется). Координатой состояния при деформационном взаимодействии является объем системы, при электрическом – электрический заряд и т. п.

С развитием термодинамики был получен важный результат, заключающийся в том, что уравнением вида (1.52) выражается и количество теплоты, которым термодинамическая система обменивается с окружающей средой в равновесных процессах:

$$\delta Q = TdS. \tag{1.53}$$

В структуре выражения (1.53) термодинамическая температура $T$, К, выступает как потенциал, а величина $S$, Дж/К, – как координата состояния, соответствующие равновесному тепловому взаимодействию.

Аналогия между выражениями (1.52) и (1.53) не ограничивается только их внешним сходством. Сопряженные параметры $T$ и $S$, соответствующие тепловому взаимодействию, полностью удовлетворяют тем физическим условиям, которым подчинены все другие формы энергообмена: передача теплоты происходит при наличии

разности температур и при этом изменяется величина $S$. Выражение (1.53) дает основание для следующего утверждения: ***у каждой термодинамической системы существует однозначная функция состояния $S$, называемая энтропией, изменение которой в равновесных процессах происходит только при обмене энергией в форме теплоты.***

Из выражения (1.53) следует

$$dS = \delta Q / T. \tag{1.54}$$

Поскольку $dS$ является полным дифференциалом, то термодинамическая температура $T$ по отношению к количеству теплоты $\delta Q$ элементарного равновесного процесса является интегрирующим делителем. Температура $T$ в выражениях (1.53) и (1.54), как и давление $p$ в (1.49) и (1.50), в равной степени относится и к окружающей среде, и к термодинамической системе.

Классическое обоснование существования энтропии было дано немецким ученым Р. Клаузиусом на основе работ (1854–1865), изложенных им в сочинении «Механическая теория теплоты». Позже выдвигались и другие системы обоснования существования энтропии. В основе системы, изложенной здесь, лежит идея о единообразии формы и содержания количественного представления результатов всех равновесных взаимодействий независимо от их рода. При этом энтропия оказывается одной из физических величин, принадлежащих к категории координат состояния.

Энтропия, как и все другие координаты состояния, является экстенсивной величиной; переходя к удельным величинам, получим

$$\delta q = Tds \ \text{ и } \ ds = \delta q / T, \tag{1.55}$$

где $s$ – удельная энтропия, Дж/(кг · К).

После интегрирования выражения (1.55) имеем

$$q_{1-2} = \int_{s_1}^{s_2} Tds, \tag{1.55a}$$

где $s_1$ и $s_2$ – начальное и конечное значения удельной энтропии. Количество теплоты $q_{1-2}$ численно равно площади под линией процесса 1–2 в $sT$-координатах (рис. 1.6). Знак величины $q_{1-2}$ определяется знаком изменения энтропии в процессе. Диаграмму $sT$ называют иногда тепловой диаграммой.

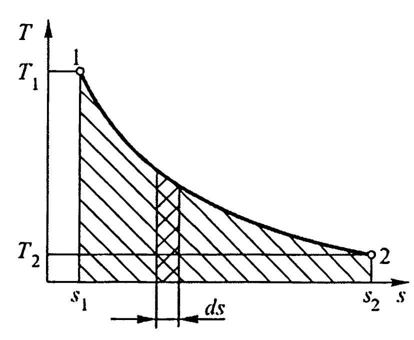



**Рис. 1.6.** Термодинамический процесс в $sT$-диаграмме

Подставив в уравнение первого закона термодинамики (1.42) выражения удельных элементарных количеств теплоты (1.55) и работы деформации (1.50), получим ***основное уравнение термодинамики*** для термомеханической системы:

$$du = Tds - pdv. \tag{1.56}$$

Уравнение (1.56) справедливо только для равновесных процессов. Вместе с уравнением состояния оно является средством термодинамического анализа систем.

В термодинамических расчетах часто используют ***энтальпию*** $H$, которая определяется как сумма:

$$H = U + pV$$

или в удельных величинах

$$h = u + pv. \tag{1.57}$$

Поскольку внутренняя энергия $u$, давление $p$ и удельный объем $v$ определяются состоянием термодинамической системы, энтальпия $h$ также является функцией состояния. После дифференцирования уравнения (1.57) получим $dh = du + pdv + vdp$. Сопоставив результат дифференцирования с уравнением (1.56), выразим последнее через изменение энтальпии:

$$dh = Tds + v\,dp. \tag{1.58}$$

Уравнение (1.58) с учетом (1.55) можно представить в виде

$$\delta q = dh - v\,dp. \tag{1.58а}$$

## Теплоемкость

***Теплоемкостью называется количество теплоты, которое необходимо подвести к телу или отвести от него, чтобы изменить его температуру на один градус.*** Теплоемкость определяется отношением

$$C = \delta Q/dT \tag{1.59}$$

или для 1 кг массы

$$c = \delta q/dT, \tag{1.60}$$

откуда

$$\delta q = cdT \tag{1.61}$$

и

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c\,dT. \tag{1.62}$$

Теплоемкость, определяемая выражениями (1.59) и (1.60), называется истинной теплоемкостью.

Теплоемкость зависит от характера термодинамического процесса. На практике наиболее часто используются теплоемкости $c_v = \delta q_v/dT$ и $c_p = \delta q_p/dT$ изохорного ($v = \text{const}$) и изобарного ($p = \text{const}$) процессов. Из уравнения (1.42) с учетом (1.50) следует, что при $v = \text{const}$

$$c_v = \delta q_v/dT = (\partial u/\partial T)_v. \tag{1.63}$$

Из уравнения (1.58а) при $p = \text{const}$

$$c_p = \delta q_p/dT = (\partial h/\partial T)_p. \tag{1.64}$$

Зависимость внутренней энергии от температуры при $v = \text{const}$ для всех систем такова, что с повышением температуры внутренняя энергия возрастает, поэтому $c_v > 0$ и $c_p > 0$.

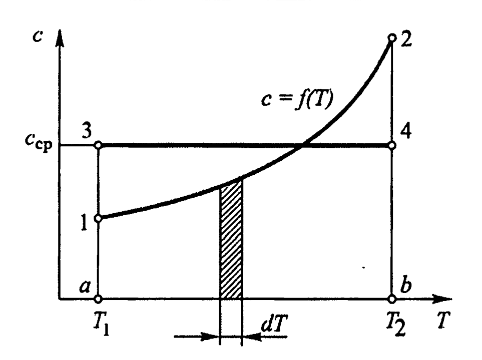



Рис. 1.7. Зависимость теплоемкости $c$ газов от температуры $T$

В зависимости от способа задания количества вещества различают теплоемкости: удельные $c$, Дж/(кг · К), объемные $c'$, Дж/(м$^3$ · К) и молярные $\mu$ $c$, Дж/(кмоль · К). Все они связаны между собой соотношением

$$\mu c = \mu c = v_{\mu н} c', \qquad (1.65)$$

где $\mu$ – молярная масса вещества, кг/кмоль; $v_{\mu н} \approx 22{,}4$ м$^3$/кмоль – молярный объем газа при нормальных условиях ($p = 101{,}325$ кПа, $T = 273{,}15$ К).

Кроме истинной при расчетах используют также среднюю теплоемкость, которая имеет постоянное значение в выбранном интервале температур. Выразив удельное количество теплоты через истинную и среднюю теплоемкость

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c\,dT = c_{ср}\Big|_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1), \qquad (1.66)$$

получим

$$c_{ср}\Big|_{T_1}^{T_2} = q \,/\, (T_2 - T_1), \qquad (1.67)$$

что иллюстрирует рис. 1.7.

Теплоемкость смеси газов $c_{см}$ зависит от состава смеси:

$$c_{см} = \sum_{k=1}^{k=n} g_k c_k \qquad (1.68)$$

или

$$c'_{см} = \sum_{k=1}^{k=n} r_k c'_k, \qquad (1.69)$$

где $n$ – число компонентов газовой смеси.

## Свойства и термодинамические процессы идеального газа

Внутренняя энергия термодинамической системы с двумя степенями свободы является однозначной функцией каких-либо двух независимых переменных, например $u = f_1(T, v)$ или $u = f_2(T, p)$. Тогда

$$du = \left[\frac{\partial u}{\partial T}\right]_v dT + \left[\frac{\partial u}{\partial v}\right]_T dv \quad \text{и} \quad du = \left[\frac{\partial u}{\partial T}\right]_p dT + \left[\frac{\partial u}{\partial p}\right]_T dp. \qquad (1.70)$$

Согласно опытам Гей-Люссака и Джоуля, для идеального газа $\left[\frac{\partial u}{\partial v}\right]_T = 0$, таким образом, внутренняя энергия идеального газа не зависит от объема. Из этих же

опытов следует, что $\left(\frac{\partial u}{\partial p}\right)_T = 0$. Поэтому из обоих выражений (1.70) получаем

$$u_{\text{ид}} = f_u(T), \tag{1.71}$$

т. е. ***внутренняя энергия идеального газа зависит только от температуры.***

Из выражений (1.57), (1.71) и (1.4) получаем

$$h_{\text{ид}} = f_u(T) + RT,$$

т. е. ***энтальпия идеального газа является функцией только температуры:***

$$h_{\text{ид}} = f_h(T). \tag{1.72}$$

Из выражения (1.63) для идеального газа

$$du = c_v\,dT. \tag{1.73}$$

Аналогично из (1.64)

$$dh = c_p\,dT. \tag{1.74}$$

Внутренняя энергия и энтальпия являются функциями состояния, зависящими для идеального газа только от температуры, поэтому выражения (1.73) и (1.74) справедливы для любых, а не только для изохорного и изобарного, процессов идеального газа.

Далее, имея в виду, что $h_{\text{ид}} = f_u(T)$ и $h_{\text{ид}} = f_h(T)$, заключаем на основании выражений (1.63) и (1.64), что у идеальных газов и теплоемкости $c_v$ и $c_p$ могут быть функциями только температуры.

Из уравнения (1.42) с учетом (1.50), (1.61) и (1.73) для процесса $p = \text{const}$ получаем

$$c_p\,dT = c_v\,dT + pdv. \tag{1.75}$$

Для идеального газа при $p = \text{const}$ справедливо равенство $pdv = RdT$, следовательно,

$$c_p - c_v = R, \tag{1.76}$$

откуда видно, что $c_p > c_v$. Уравнение (1.76) называется уравнением Майера. Умножив его на молярную массу, получим с учетом формулы (1.6)

$$\mu c_p - \mu c_v = 8314 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \tag{1.77}$$

***Основные термодинамические процессы идеального газа.*** Принятие допущения о равновесности процессов (в тех случаях, когда это возможно) позволяет исследовать их термодинамическим методом. При этом прежде всего рассматриваются некоторые частные случаи: $v = \text{const}$ (изохорный процесс), $p = \text{const}$ (изобарный процесс), $T = \text{const}$ (изотермный процесс), $dq = 0$ (адиабатный процесс). Для аналитического описания процессов, которые не могут быть представлены ни одним из четырех перечисленных, вводится понятие политропного процесса.

***Изохорный*** процесс (рис. 1.8, *а*) определяется условием $v = \text{const}$. С учетом уравнения (1.4) получим соотношение между параметрами $p$ и $T$ в этом процессе,

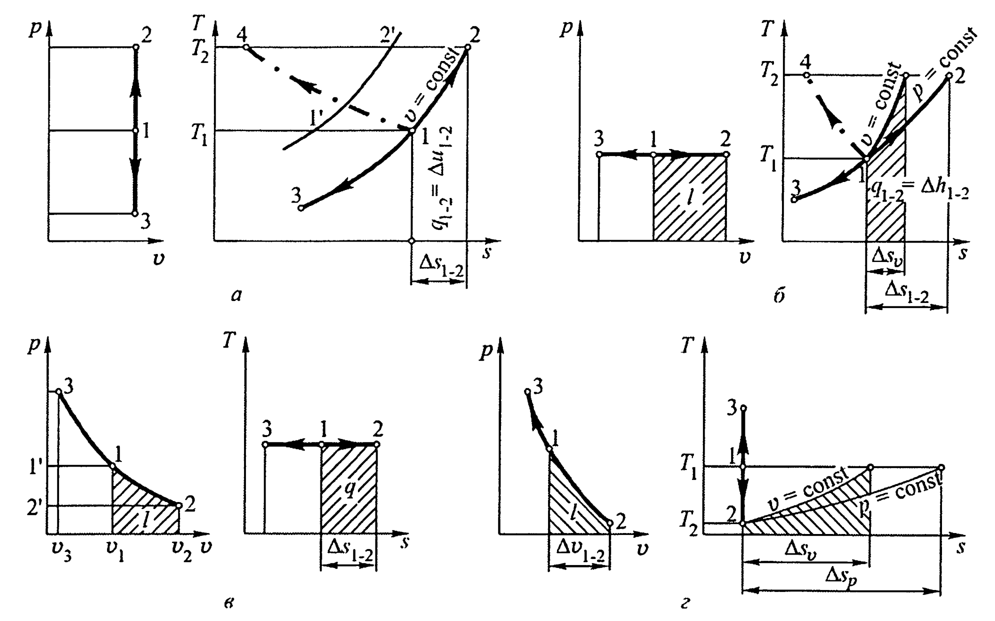



**Рис. 1.8.** Процессы идеального газа в $vp$- и $sT$-диаграммах:
*а* – изохорный; *б* – изобарный; *в* – изотермный; *г* – адиабатный

т. е. уравнение изохоры в $pT$-координатах: $p/T$ = const. В $vp$- и $vT$-координатах (см. рис. 1.8, *а*) изохорный процесс изображается отрезком вертикальной прямой (например, в $vp$-координатах – отрезком 1–2).

Из уравнения (1.42) с учетом (1.50) следует, что в изохорном процессе

$$\delta q = du, \tag{1.78}$$

т. е. вся подведенная к газу теплота расходуется на изменение его внутренней энергии. После интегрирования с учетом (1.73) получим

$$q = u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)dT \tag{1.79}$$

или, если принимается $c_v$ = const, то

$$q = u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1). \tag{1.80}$$

Изменение энтропии в изохорном процессе в соответствии с выражениями (1.56) и (1.73)

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v \, dT/T \tag{1.81}$$

или при $c_v$ = const

$$\Delta s = c_v \ln(T_2 / T_1). \tag{1.82}$$

В $sT$-координатах (см. рис. 1.8, *а*) изохорный процесс характеризуется линией 1–2 при $ds > 0$ (количество теплоты положительно) или линией 1–3 при $ds < 0$ (количество теплоты отрицательно). Площадь под изохорой 1–2 численно равна

количеству теплоты и в соответствии с (1.79) изменению внутренней энергии. Если интервал температур $T_1 - T_2$ на рассматриваемом участке изохоры не слишком велик, можно пренебречь криволинейностью изохоры и числовое значение количества теплоты и изменения внутренней энергии приближенно определять по соотношению

$$q = \Delta u = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_{1-2}. \qquad (1.83)$$

Изменение внутренней энергии не зависит от характера процесса и для идеального газа определяется изменением только одного параметра – температуры. Поэтому в заданном интервале температур изменение внутренней энергии в любом процессе, а не только в изохорном, численно равно площади под отрезком какой-либо изохоры (например, 1–2, 1′–2′ и т. д.) в $sT$-координатах. Знак изменения внутренней энергии идеального газа в соответствии с (1.73) зависит от знака изменения температуры в рассматриваемом процессе. Например, в процессе 1–4 (см. рис. 1.8, *а*) температура возрастает, следовательно $\Delta u_{1-4} > 0$.

***Изобарный*** процесс (рис. 1.8, *б*) определяется условием $p = \text{const}$. Соотношение между параметрами $v$ и $T$ в этом процессе, а значит, и уравнение изобары в $vT$-координатах получим с учетом уравнения (1.4): $v/T = \text{const}$. В $vp$- и $Tp$-координатах (см. рис. 1.8, *б*) изобарный процесс изображается отрезком горизонтальной прямой.

Удельное количество работы газа при $p = \text{const}$ согласно (1.51)

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \qquad (1.84)$$

В $vp$-координатах работа $l$ численно равна площади под изобарой 1–2. Если $dv > 0$, то работа положительна. С учетом уравнения (1.4) выражение (1.84) приводится к виду

$$l = R(T_2 - T_1). \qquad (1.85)$$

Из этой формулы видно, что газовая постоянная $R$ равна количеству работы, которую совершает 1 кг газа при $p = \text{const}$ и изменении его температуры на 1 К.

Из уравнения (1.58а) с учетом (1.74) следует для изобарного процесса

$$\delta q = dh = c_p dT, \qquad (1.86)$$

т. е. вся подведенная к газу теплота расходуется на изменение его энтальпии. После интегрирования получим

$$q = h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT. \qquad (1.87)$$

При $c_p = \text{const}$

$$q = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1). \qquad (1.88)$$

Изменение энтропии в изобарном процессе в соответствии с (1.58) и (1.74)

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT / T$$

или при $c_p = \text{const}$

$$\Delta s = c_p \ln(T_2 / T_1). \tag{1.89}$$

Поскольку $c_p > c_v$ [см. уравнение (1.76)], то из сравнения выражений (1.82) и (1.89) видно, что изобара в $sT$-координатах протекает более полого, чем изохора. Площадь под изобарой 1–2 в $sT$-координатах численно равна количеству теплоты и в соответствии с (1.88) изменению энтальпии. На малых участках процессов, когда разность $T_2 - T_1 = \Delta T$ мала, можно пренебречь криволинейностью изобары и числовое значение количества теплоты и изменения энтальпии приближенно определять по соотношению

$$q = \Delta h = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_{1\text{-}2}. \tag{1.90}$$

Изменение внутренней энергии газа в изобарном процессе 1–2 численно равно площади в $sT$-координатах под отрезком изохоры в соответствующем интервале температур:

$$|\Delta u| = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_v.$$

Так как в процессе 1–2 $\Delta T > 0$, то $\Delta u > 0$.

Величина $|\Delta h|$ в любых процессах идеального газа, осуществляемых в одном температурном интервале с изобарным (например, в процессе 1–4 на рис. 1.8, *б*), численно равна площади под отрезком какой-нибудь изобары (например, 1–2) в этом интервале температур. Знак $\Delta h$ определяется знаком изменения температуры в рассматриваемом процессе (например, $\Delta h_{1\text{-}4} > 0$).

***Изотермный*** процесс (рис. 1.8, *в*) определяется условием $T = \text{const}$. Из (1.4) следует соотношение между параметрами $p$ и $v$ изотермного процесса, $pv = \text{const}$, т. е. изотерма идеального газа в $vp$-координатах имеет вид равнобочной гиперболы.

Поскольку $dT = 0$, то из выражений (1.73) и (1.74) следует, что внутренняя энергия и энтальпия идеального газа в изотермном процессе не изменяются, поэтому вся теплота, подведенная к газу, расходуется на совершение работы:

$$q = l = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv = \int_{v_1}^{v_2} RT\,dv/v = RT\ln(v_2/v_1) \tag{1.91}$$

или

$$q = l = p_1 v_1 \ln(v_2/v_1) = p_1 v_1 \ln(p_1/p_2). \tag{1.92}$$

Величины $q$ и $l$ численно равны площадям под отрезком изотермы в $vp$- и $sT$-диаграммах соответственно (см. рис. 1.8, *в*).

Согласно выражению (1.55а), удельное количество теплоты в изотермном процессе

$$q = T(s_2 - s_1),$$

поэтому изменение энтропии

$$(s_2 - s_1)_T = R\ln(v_2 / v_1) = R\ln(p_1/p_2). \tag{1.93}$$

Теплоемкость изотермного процесса в соответствии с (1.59)

$$C_T = \pm\infty.$$

***Адиабатный*** процесс (рис. 1.8, *г*) протекает без теплообмена между системой и окружающей средой:

$$\delta q = 0, \tag{1.94}$$

поэтому работа согласно уравнению (1.42) совершается за счет уменьшения внутренней энергии системы:

$$\delta l = -du.$$

После интегрирования с учетом выражения (1.73)

$$l = u_1 - u_2 = c_v(T_1 - T_2).$$

Из выражения (1.55) получаем, что при $\delta q = 0$

$$ds = 0, \quad s = \text{const}. \tag{1.95}$$

Но, как будет ясно из дальнейшего [см. выражение (1.119)], энтропия системы сохраняется постоянной только в обратимом (равновесном) адиабатном процессе. На этом основании обратимый адиабатный процесс называется изоэнтропным.

Из уравнения (1.56) с учетом (1.95) и (1.73) имеем $c_v\, dT = -pdv$. Аналогично из выражений (1.58) и (1.74) $c_p\, dT = vdp$. Следовательно,

$$c_p/c_v = -vdp/pdv.$$

Введя обозначение

$$c_p/c_v = k, \tag{1.96}$$

получим

$$k\frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0. \tag{1.97}$$

После интегрирования при $k = \text{const}$ и потенцирования получим уравнение адиабаты в $vp$-координатах:

$$pv^k = \text{const}, \tag{1.98}$$

где $k$ – показатель адиабаты.

В $vp$-координатах площадь под отрезком адиабаты 1–2 (см. рис. 1.8, *г*) численно равна работе. Для графического расчета изменения внутренней энергии и энтальпии следует в $sT$-диаграмме (см. рис. 1.8, *г*) провести изохору и изобару в соответствующем интервале температур и определить значения $|\Delta u|$ и $|\Delta h|$ по формулам:

$$|\Delta u| = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_v, \tag{1.99}$$

$$|\Delta h| = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_p. \tag{1.100}$$

Знаки $\Delta u$ и $\Delta h$ зависят от знака $\Delta T$ в рассматриваемом адиабатном процессе ($\Delta u_{1-2} < 0$ и $\Delta h_{1-2} < 0$).

***Политропный процесс.*** Политропным называется процесс, в котором параметры состояния системы удовлетворяют уравнению вида

$$pv^n = \text{const}, \tag{1.101}$$

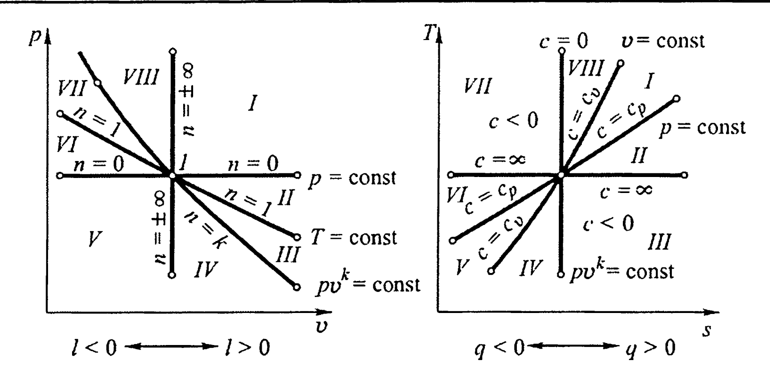



**Рис. 1.9.** Совмещенные диаграммы политропных процессов в $vp$- и $sT$-координатах

где $n$ – число, постоянное во всем интервале изменения параметров газа. Линия, изображающая политропный процесс, называется политропой, а величина $n$ – показателем политропы. В ряде случаев политропный процесс является удачной формой для описания процессов, происходящих в тепловых машинах. Согласно уравнению (1.101), показатель политропы может иметь любое числовое значение от $-\infty$ до $+\infty$. Поэтому уравнение (1.101) является обобщающим по отношению к рассмотренным ранее частным случаям. Действительно, уравнение (1.101) превращается в уравнение изохоры, если принять $n = \pm\infty$; при $n = 0$ оно описывает изобару, при $n = 1$ – изотерму; при $n = k$ – адиабату. На $vp$- и $sT$-диаграммах (рис. 1.9) нанесены линии различных политропных процессов.

Из уравнения первого закона термодинамики (1.42) с учетом выражений (1.73), (1.61) и (1.50) следует

$$c_v dT = c dT - p dv, \tag{1.102}$$

где $c$ – теплоемкость политропного процесса. Из выражений (1.4) и (1.101) получим $pdv = RdT/(1-n)$. Подставляя последнее выражение в (1.102), получим

$$c_v dT = c dT - RdT/(1-n),$$

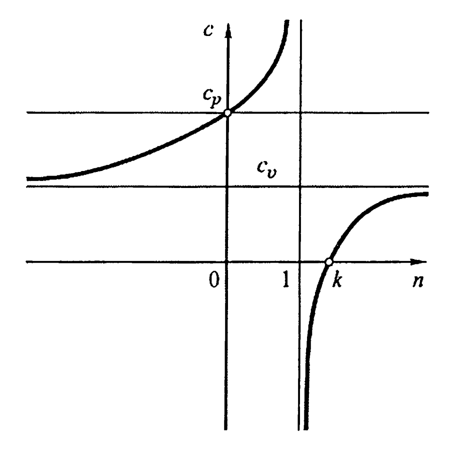



**Рис. 1.10.** Зависимость теплоемкости $c$ процесса от показателя $n$ политропы

и с учетом (1.76) и (1.96) выражение для теплоемкости политропного процесса получает вид

$$c = c_v (n-k)/(n-1). \tag{1.103}$$

При соответствующем выборе $n$ формула (1.103) дает значения теплоемкостей для рассмотренных ранее частных процессов. Зависимость теплоемкости политропных процессов от значения показателя политропы $n$ представлена на рис. 1.10.

Логарифмируя, а затем дифференцируя уравнение (1.101), получим $dp/p + ndv/v = 0$, откуда

$$n = -vdp/pdv. \tag{1.104}$$

На основании (1.61) количество теплоты в политропном процессе 1–2 $q = \int_{T_1}^{T_2} c(T)dT$, или с учетом (1.103) при $c_v = \text{const}$

$$q = [c_v(n-k)/(n-1)](T_2 - T_1). \quad (1.105)$$

Интегрируя (1.55) с учетом формул (1.61) и (1.103), получим выражение для изменения энтропии в политропном процессе

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} dq/T = [c_v(n-k)/(n-1)]\ln(T_2/T_1). \quad (1.106)$$

Изменение внутренней энергии и энтальпии в соответствии с (1.73) и (1.74)

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T)dT = c_v(T_2 - T_1) \text{ и } \Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)dT = c_p(T_2 - T_1). \quad (1.107)$$

Вычислив интеграл $l = \int_{v1}^{v_2} pdv$ с учетом уравнения политропы (1.101), получим выражения для работы политропного процесса:

$$l = p_1 v_1[1 - (v_1/v_2)^{n-1}]/(n-1) \quad (1.108)$$

или

$$l = p_1 v_1[1 - (p_2/p_1)^{(n-1)/n}]/(n-1). \quad (1.109)$$

Пользуясь $sT$-диаграммой, можно определить изменения внутренней энергии и энтальпии в политропном процессе (рис. 1.11), численно равные площадям $aA22'$ и $bB22'$ соответственно. По формулам (1.99) и (1.100) вычисляется $|\Delta u|$ и $|\Delta h|$. Количество теплоты находится по аналогичной формуле

$$q = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_{1-2}. \quad (1.110)$$

Значения $\Delta s_v$, $\Delta s_p$ и $\Delta s_{1-2}$, входящие в формулы (1.99), (1.100) и (1.110), определяются по расчетным диаграммам (рис. 1.12), построенным для 1 кг вещества.

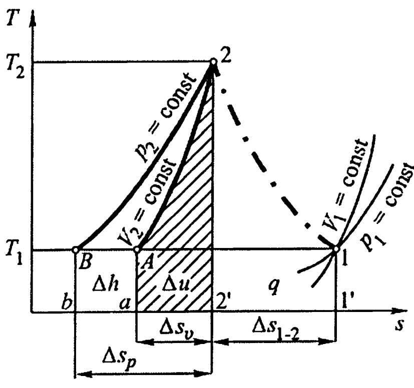



**Рис. 1.11.** $sT$-диаграмма политропного процесса

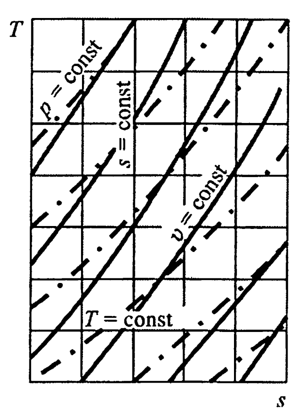



**Рис. 1.12.** $sT$-диаграмма для графического расчета процессов идеального газа

## Циклы. Второй закон термодинамики

На рис. 1.2, *б* в *Vp*-координатах изображен цикл $1D2C1$. По уравнению (1.41) с учетом (1.44) имеем

$$Q_ц = L_ц,$$

где $Q_ц$ – алгебраическая сумма количеств теплоты, полученного и отданного термодинамической системой; $L_ц$ – алгебраическая сумма количеств работы всех процессов цикла. Таким образом, количество работы за цикл равно суммарному количеству теплоты, которым система обменялась с окружающей средой.

В соответствии с рис. 1.2, *б* $L_{1D2} > 0$ и $L_{2C1} < 0$, следовательно,

$$L_ц = L_{1D2} - |L_{1C1}| > 0,$$

т. е. работа цикла $1D2C1$, численно равная площади, ограниченной его контуром в координатах *Vp*, положительна. Это означает, что в результате протекания цикла $1D2C1$ система совершила работу.

Условимся, что на рис. 1.2, *б* линия $C1D$ изображает процессы, протекающие с увеличением энтропии, а линия $D2C$ – с уменьшением энтропии (см. также рис. 1.2, *в*). Обозначив через $Q_1$ количество теплоты, подведенное к термодинамической системе от окружающей среды в процессе $C1D$, и через $Q_2$ – отведенное от системы в окружающую среду в процессе $D2C$, получим

$$Q_ц = Q_1 - |Q_2| > 0, \tag{1.111}$$

где $Q_ц$ – количество теплоты, превращенное в работу: $Q_ц = L_ц$. Циклы, в результате осуществления которых происходит превращение теплоты в работу, называются ***прямыми**** (в соответствии с направлением обхода контура цикла по часовой стрелке). Участки прямого цикла с подводом теплоты соответствуют более высокой температуре, чем участки с отводом теплоты (см. диаграмму *ST* на рис. 1.2, *в*).

Таким образом, в прямом цикле одна часть количества теплоты $Q_1$, полученного термодинамической системой от некоторых тел, называемых теплоотдатчиками, превращается в работу ($Q_ц = L_ц$), которая передается потребителю, а другая часть $|Q_2|$ отводится к другим телам, называемым теплоприемниками:

$$Q_1 = Q_ц + |Q_2|.$$

Здесь количества теплоты $Q_1$ и $Q_2$ отнесены к циклу, все процессы в котором обратимы (равновесны). В тепловом балансе реального цикла учитываются потери, связанные с неравновесностью процессов и уменьшающие работу цикла. Поэтому максимальный полезный эффект имеют обратимые циклы. Он оценивается термическим коэффициентом полезного действия (КПД), который представляет собой отношение работы обратимого цикла к количеству подведенной теплоты:

$$\eta_t = L_ц/Q_1 = Q_ц/Q_1 = 1 - |Q_2|/Q_1 \tag{1.112}$$

или

$$\eta_t = l_ц/q_1 = 1 - |q_2|/q_1. \tag{1.113}$$

* Холод генерируется в обратных циклах.

Выражения (1.112) и (1.113) показывают, что термический КПД меньше единицы; это является следствием того, что не все количество теплоты ($Q_1$, $q_1$), подведенное к системе, может превращаться в работу, часть его ($Q_2$, $q_2$) неизбежно отводится к теплоприемникам.

По прямым циклам работают различные тепловые двигатели – устройства, предназначенные для превращения теплоты в механическую работу. Периодическое действие двигателя (т. е. последовательное совершение многих повторяющихся циклов) позволяет осуществлять это превращение непрерывно.

На рис. 1.2, *б* и *в* изображен также ***обратный*** цикл $1C2D1$, направленность процессов которого указана штриховыми линиями со стрелками. Для обратного цикла

$$L_ц = L_{1C2} - |L_{2D1}| < 0 \tag{1.114}$$

и

$$Q_ц = Q_2 - |Q_1| < 0, \tag{1.115}$$

где $Q_2 = Q_{C2D}$ – количество теплоты, подведенное к термодинамической системе на низшем температурном уровне, и $Q_1 = Q_{D1C}$ – количество теплоты, отведенное от системы на высшем температурном уровне (см. $ST$-диаграмму на рис. 1.2, *в*).

Выражения (1.114) и (1.115) показывают, что на совершение обратного цикла затрачивается работа $L_ц$ и при этом происходит передача теплоты в количестве $|Q_1| = Q_2 + |Q_ц| = Q_2 + |L_ц|$ с низшего температурного уровня на высший. По обратным циклам работают холодильные и теплонасосные установки.

Эффективность холодильных циклов оценивается холодильным коэффициентом

$$\varepsilon_ц = Q_2 / |L_ц| = Q_2 / (|Q_1| - Q_2), \tag{1.116}$$

представляющим собой отношение количества теплоты $Q_2$, воспринятого системой на низшем температурном уровне, к затраченной работе $|L_ц|$. Холодильный коэффициент может быть как меньше, так и больше единицы.

***Условия работы теплового двигателя. Цикл Карно.*** Условия работы теплового двигателя впервые были сформулированы французским ученым С. Карно (1824 г.). Эти условия заключаются в том, что для превращения теплоты в механическую работу необходимо иметь, по крайней мере, два источника теплоты с разными температурами (теплоотдатчик и теплоприемник), взаимодействующие с рабочим телом; рабочее тело должно изменять свое состояние в круговом процессе (цикле), т. е., завершая процесс, возвращаться в состояние, в точности совпадающее с исходным. Для того чтобы работа, полученная в цикле, была максимальной, необходимо, чтобы все процессы цикла были обратимыми.

Простейшим циклом, соответствующим этим условиям, является цикл, осуществляемый между двумя источниками теплоты, имеющими различные постоянные температуры $T_1$ и $T_2$. Тело с более высокой температурой $T_1$ называют горячим источником теплоты (ГИ), или теплоотдатчиком, а тело с более низкой температурой $T_2$ – холодным источником (ХИ), или теплоприемником.

Выясним, каким должен быть обратимый цикл с двумя источниками теплоты постоянной температуры.

Поскольку температуры $T_1$ и $T_2$ источников теплоты постоянны, то взаимодействующее с источниками теплоты рабочее тело должно изменять свое состояние по изотермам (см. процессы *a–b* и *c–d* на рис. 1.13) с температурами, бесконечно

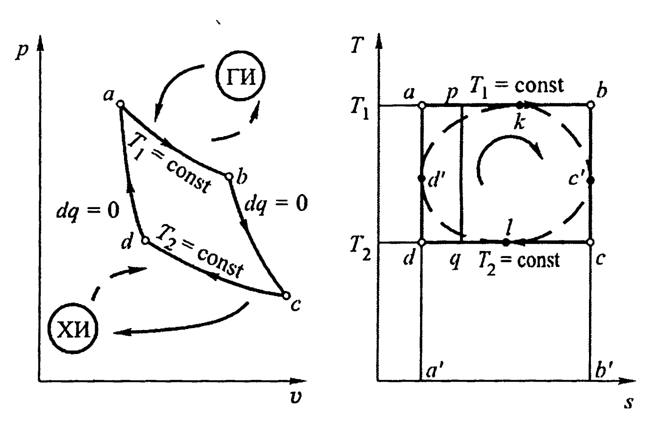



**Рис. 1.13.** Цикл Карно в *vp*- и *sT*-диаграммах

мало отличающимися от $T_1$ и $T_2$ (в пределе – равными этим температурам). Вследствие отсутствия источников теплоты с промежуточными температурами изменение температуры рабочего тела от $T_1$ до $T_2$ может происходить только адиабатно, а в силу требования обратимости – равновесно. Следовательно, процессы *b–c* (расширение рабочего тела) и *d–a* (сжатие рабочего тела) должны быть изоэнтропными ($s$ = const). Описанный цикл, составленный двумя изотермами и двумя изоэнтропами, называется **циклом Карно**.

В процессе $T_1$ = const к рабочему телу подводится теплота в количестве $q_{a-b}$; в процессе $T_2$ = const от рабочего тела отводится теплота в количестве $q_{c-d}$. Следовательно, термический КПД цикла Карно в соответствии с выражением (1.113)

$$\eta_{tК} = 1 - |q_{c-d}| / q_{a-b}.$$

Поскольку в изотермических процессах $|q_{c-d}| = T_2 (s_c - s_d)$; $q_{a-b} = T_1(s_b - s_a)$ и $s_c - s_d = s_b - s_a$, то

$$\eta_{tК} = 1 - T_2 / T_1. \qquad (1.117)$$

Полученная формула показывает, что ***термический коэффициент полезного действия цикла Карно*** $\eta_{tК}$ ***определяется только температурами теплоотдатчика и теплоприемника и не зависит от природы рабочего тела*** (теорема Карно). Значение $\eta_{tК}$ возрастает при расширении пределов температур, причем легко показать, что это возрастание значительнее при уменьшении $T_2$, чем при увеличении $T_1$.

Цикл Карно имеет наибольший термический КПД среди всех циклов в интервале температур $T_1...T_2$. Действительно, для произвольного цикла *d'kc'ld'*, изображенного в координатах *sT* штриховой линией (см. рис. 1.13), количество подведенной теплоты меньше, чем для цикла Карно *abcda*, а количество отведенной теплоты больше, в связи с чем

$$\eta_{tК} = \left[1 - \frac{\text{пл.}a'dcb'}{\text{пл.}a'abb'}\right] > \left[1 - \frac{\text{пл.}a'd'lc'b'}{\text{пл.}a'd'kc'b'}\right],$$

т. е. $\eta_{tabcda} > \eta_{td'kc'ld'}$. Очевидно также, что $\eta_{tapqda} > \eta_{td'kc'ld'}$, $\eta_{tpbcqp} > \eta_{td'kc'ld'}$ и т. д.

Являясь наибольшим в определенном интервале температур $T_1 ... T_2$, КПД цикла Карно $\eta_{tK}$ все же меньше единицы из-за отвода части теплоты теплоприемнику ($q_{c-d}$ на рис. 1.13), что принципиально неустранимо и обусловлено самим круговым процессом. Как видно из выражения (1.91), при изотермическом расширении идеального газа (например в цилиндре с поршнем) происходит превращение в работу всей подведенной к рабочему телу теплоты. Но такой процесс не может обеспечить непрерывного превращения: расширение прекратится, как только давление по обе стороны поршня уравняется. Непрерывное и долгое преобразование теплоты в работу возможно только при изменении состояния рабочего тела в круговых процессах, но при этом, как мы убедились, неизбежна отдача части теплоты теплоприемнику.

В действительности ни одна машина не работает по циклу Карно. Важное значение цикла Карно заключается в том, что на основе его анализа выяснен предел эффективности тепловых двигателей. Этот цикл является идеальным образцом, сравнение с которым позволяет судить о степени совершенства практически используемых циклов.

Обратный цикл Карно (*badcb* на рис. 1.13) осуществляется при затрате работы $|l_{цК}|$; при этом от холодного источника к горячему передается теплота в количестве $q_{d-c} + |l_{цК}|$. Холодильный коэффициент обратного цикла Карно в соответствии с выражением (1.116)

$$\varepsilon_{хК} = q_{d-c} / (|q_{b-a}| - q_{d-c}) = T_2/(T_1 - T_2). \qquad (1.118)$$

Так же, как термический КПД прямого цикла Карно, холодильный коэффициент обратного цикла Карно определяется только температурами источников теплоты.

***Второй закон термодинамики.*** Второй закон термодинамики указывает направление, в котором протекают реальные (самопроизвольные) процессы. Рассмотрим одну из многих формулировок второго закона термодинамики: «Теплота не может сама собой переходить от холодного тела к горячему» (Р. Клаузиус). Опытом установлено, что непосредственный переход теплоты с высшего температурного уровня на низший происходит самопроизвольно и при этом никакой работы не производится, а для осуществления противоположно направленного процесса необходимо затратить работу на совершение некоторым посредником (термодинамической системой) обратного цикла. Затрата работы и изменение состояния системы в обратном цикле – это та цена (компенсация), которую нужно заплатить за возможность перехода теплоты на высший уровень. Имея это в виду, Р. Клаузиус уточняет формулировку: «Переход теплоты от холодного тела к горячему невозможен без компенсации». Это утверждение равносильно тому, что непосредственный переход теплоты с высшего на низший температурный уровень представляет собой строго односторонний, необратимый процесс. Вообще, если какой-либо процесс невозможен без компенсации, то обратный ему процесс необратим.

Еще одна формулировка второго закона термодинамики: «Невозможно получить от какого-либо тела работу, не производя никакого другого действия, кроме охлаждения этого тела» (В. Томсон). Из этой формулировки следует, что теплота не может полностью переходить в работу. Под «другим действием» в этой формулировке подразумевается передача части теплоты теплоприемнику. Это и есть компенсация, которую нужно заплатить за то, чтобы другая часть теплоты превращалась в работу.

Поскольку переход теплоты в работу невозможен без компенсации, то обратный процесс – переход работы в теплоту – необратим. Примером такого необратимого процесса служит трение. Работа трения самопроизвольно переходит в теплоту, которая рассеивается в окружающей среде, т. е. работа теряется. Работа теряется и при необратимом переходе теплоты на низший температурный уровень (эта работа потенциально могла бы быть получена в прямом цикле). В любых необратимых процессах в той или иной мере всегда теряется работа.

Необратимость процессов – следствие неравновесности, поэтому в неравновесности следует искать особенности поведения энтропии в необратимых процессах. Рассмотрим для примера неравновесное тепловое взаимодействие термомеханической системы с окружающей средой и допустим, что температура окружающей среды $T_{о.с}$ больше, чем температура $T_{т.с}$ в системе: $T_{о.с} > T_{т.с}$. Так как происходит взаимодействие только одного рода – тепловое, то изменяется только энтропия системы (а объем зафиксирован). Изменения энтропии системы $ds_{т.с}$ и окружающей среды $ds_{о.с}$ противоположны по знаку (от окружающей среды теплота $\delta Q$ отводится, а к системе – подводится), но в случае неравновесного теплообмена не равны между собой по абсолютной величине. Обычно предполагается, что температура в окружающей среде однородна, поэтому $ds_{о.с} = \delta Q\ /\ T_{о.с}$. Неравновесный теплообмен приводит к неоднородности температуры в термодинамической системе, поэтому $ds_{т.с} = \Sigma(\delta Q^k/T^k_{т.с})$, где $\delta Q^k/T^k_{т.с}$ – изменение энтропии в одном из элементов системы, в пределах которых можно пренебречь неоднородностью температуры. Поскольку по условию любая величина $T^k_{т.с} < T_{о.с}$, то $ds_{т.с} > \Sigma(\delta Q^k/T_{о.с})$ или $ds_{т.с} > (1/\ T_{о.с})\Sigma\delta Q^k$, откуда для абсолютных величин получаем $ds_{т.с} > \delta Q/T_{о.с}$, что справедливо при любом знаке разности температур $T_{о.с}$ и $T_{т.с}$. Индексы можно опустить:

$$dS > \delta Q/T, \qquad (1.119)$$

но следует помнить, что под $T$ в этом выражении понимается температура окружающей среды, не равная температуре в системе.

Можно показать, что выражение (1.119) относится не только к неравновесности теплового взаимодействия, но и к тому случаю, когда неравновесность проявляется во всех видах взаимодействий одновременно (в рассматриваемой системе с двумя степенями свободы – в тепловом и деформационном взаимодействиях).

Подсчет увеличения энтропии в необратимых процессах – задача не всегда простая. Если этот подсчет произведен, то можно определить потерю работы от необратимости процесса как произведение суммарного приращения энтропии взаимодействующих систем на температуру окружающей среды (закон Гюи-Стодолы).

Ко второму закону термодинамики относят не только положение о возрастании энтропии в необратимых процессах, но и факт существования энтропии у каждой термодинамической системы. Объединяя выражения (1.119) и (1.54), получаем аналитическую формулировку второго закона термодинамики:

$$dS \geq \delta Q/T. \qquad (1.119а)$$

Знак неравенства в этом выражении относится к необратимым процессам, а знак равенства – к обратимым.

Для адиабатической системы ($\delta Q = 0$) при неравновесном деформационном взаимодействии с окружающей средой получим из (1.119)

$$dS > 0. \tag{1.120}$$

Несмотря на то что система в этом случае имеет только одну степень свободы – деформационную, изменяется не только объем, но и энтропия. В этом заключается особенность неравновесных взаимодействий: энтропия системы возрастает, даже если нет внешнего теплообмена.

Если систему тел, находящуюся в неравновесном состоянии, полностью изолировать от окружающей среды, то в ней самопроизвольно будут протекать неравновесные процессы при взаимодействии между ее отдельными частями; энтропия при этом будет возрастать вследствие внутренней неравновесности системы. Таким образом, второй закон термодинамики указывает на односторонний характер изменений, происходящих в изолированной системе, а именно, изменения в ней происходят в направлении увеличения энтропии. В результате самопроизвольного процесса изолированная система приходит к равновесию, следовательно, максимум энтропии соответствует равновесному состоянию системы.

Со вторым законом термодинамики связано понятие «вечный двигатель второго рода». Так назвали двигатель, который был бы способен непрерывно превращать в работу всю теплоту, полученную за счет охлаждения одного теплового источника. Второй закон термодинамики опровергает эту возможность, следовательно, нельзя использовать для получения работы практически неисчерпаемый («вечный») запас энергии атмосферного воздуха, воды океанов, земной коры. В связи с этим положением второй закон термодинамики получает еще одну формулировку: «Невозможно создать вечный двигатель второго рода» (В. Оствальд).

Рассмотренное ранее понятие «вечный двигатель первого рода» противоречит первому закону термодинамики, а «вечный двигатель второго рода», вполне согласуясь с первым законом, противоречит второму закону термодинамики.

## 1.3. Свойства и термодинамические процессы паров

### Парообразование

Если термодинамическая система состоит из веществ, различных по химической природе (компонентов) и находящихся в различных фазах*, то в ней происходят процессы внутреннего перераспределения масс – химические и фазовые превращения. Термодинамические системы с химическими** и фазовыми превращениями относятся к сложным системам.

На рис. 1.14 в *Tp*-координатах показаны области, соответствующие различным фазам некоторой однокомпонентной системы, имеющей только одно кристаллическое состояние: Г – газообразная фаза, Ж – жидкая фаза, Т – твердая фаза. Линии, разделяющие эти области, соответствуют фазовым переходам: линия *O*К – пароб-

* Фазами называются однородные части термодинамической системы, отделенные друг от друга поверхностью раздела, при переходе через которую скачком меняются физические свойства.

** Если в системе происходят химические реакции, то число компонентов может отличаться от числа составляющих.

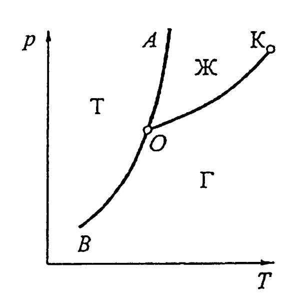



Рис. 1.14. *Tp*-диаграмма состояний вещества

разование (обратный процесс – конденсация); линия *OA* – плавление (отвердевание); линия *OB* – сублимация (десублимация). Каждая из линий *OК*, *OA*, *OB* соответствует равновесному сосуществованию двух фаз (например, линия *OК* – сосуществование жидкой и газообразной фаз). В точке *O* (тройная точка) сосуществуют в равновесии три фазы.

Число независимых переменных, определяющих состояние сложной системы в условиях равновесия, находится по правилу фаз, введенному В. Гиббсом. Для однокомпонентной многофазной системы, имеющей две термодинамические степени свободы, правило фаз имеет вид $r = 3 - \varphi$, где $\varphi$ – число фаз в системе, $r$ – число переменных, при произвольном изменении которых в широких пределах фазовый состав системы остается неизменным.

Для однофазной однокомпонентной системы (области Г, Ж, Т на рис. 1.14) $r = 3 - 1 = 2$, т. е. равновесие определяется какими-нибудь двумя независимыми переменными (например, $p$ и $T$). Для двухфазной однокомпонентной системы (линии *OК* , *OA*, *OB*) $r = 3 - 2 = 1$, т. е. независимо может изменяться лишь один параметр ($p$ или $T$). Равновесию трехфазной однокомпонентной системы ($r = 0$) соответствуют строго фиксированные параметры (координаты тройной точки *O*).

Закономерности перехода различных веществ из одной фазы в другую одинаковы. Поэтому в качестве объекта изучения можно принять воду, широко применяемую в теплоэнергетике в качестве рабочего тела. Одной из особенностей воды является наличие не одной, а нескольких тройных точек (т. е. нескольких кристаллических состояний – льдов). Тройную точку, в которой вещество существует в трех различных агрегатных состояниях, иногда называют главной. Главной тройной точке воды соответствует температура 273,16 К и давление 611,7 Па. Эта точка является началом отсчета внутренней энергии и энтропии воды.

Рассмотрим процесс получения водяного пара – парообразование – при кипении воды (например, процесс *a–b–c* в *vp*-диаграмме, рис. 1.15). Пусть точка *a* в области *III* соответствует состоянию воды при температуре $T_0 = 273$ К, некотором давлении $p = p_0$ и удельном объеме $v_0$. В изобарном процессе *a–b* подвода теплоты температура воды повышается. При некоторой температуре $T_b = T_н$ вода закипает. Температура $T_н$ называется ***температурой насыщения***, а соответствующее ей давление $p_н$ – ***давлением насыщения***. Удельный объем $v'$ и другие параметры кипящей воды при обозначении отмечаются одним верхним штрихом.

Кипение воды сопровождается парообразованием по всему объему. Вследствие подвода теплоты к кипящей воде часть ее испаряется; при этом жидкость и пар находятся в динамическом равновесии (т. е. одна часть молекул непрерывно переходит из жидкости в пар, а другая – из пара в жидкость). Температура смеси воды и образовавшегося пара остается постоянной ($T_н$ = const). Полному выкипанию жидкости при постоянном давлении соответствует некоторая точка *c*, изображающая состояние ***сухого насыщенного пара***, имеющего удельный объем $v''$. Процесс *b–c* является изобарно-изотермным ($p_н$ = const, $T_н$ = const) .

Промежуточная точка *e* соответствует смеси кипящей воды и пара, называемой ***влажным насыщенным паром*** (область *II* на рис. 1.15). Удельный объем $v_x$ влажного насыщенного пара выражается формулой

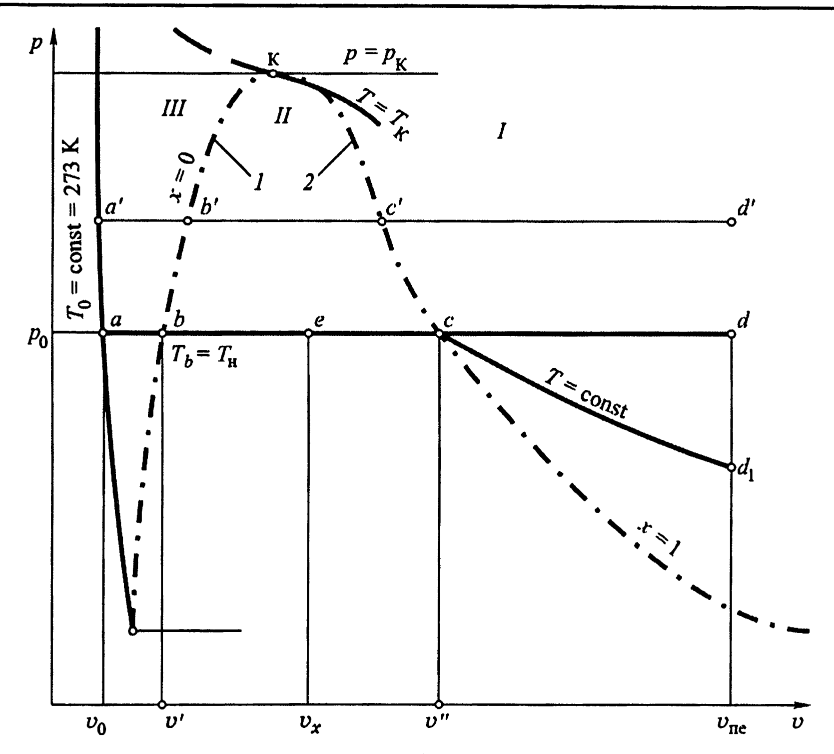



**Рис. 1.15.** Процесс парообразования в *vp*-диаграмме

$$v_x = xv'' + (1 - x)v' \qquad (1.121)$$

или

$$v_x = v' + x(v'' - v'), \qquad (1.122)$$

где $x$ – степень сухости пара:

$$x = (v_x - v') / (v'' - v'). \qquad (1.123)$$

Если $m''$– масса сухого насыщенного пара и $m'$ – масса жидкости, то степень сухости $x = m'' / (m' + m'')$. Тогда $1 - x = m' / (m' + m'')$ называется степенью влажности пара. На рис. 1.15 $v_x - v' = be$ и $v'' - v' = bc$, поэтому степень сухости и степень влажности пара могут быть выражены отношениями отрезков:

$$x = be / bc \text{ и } 1 - x = ec / bc.$$

Степень сухости изменяется от $x = 0$ (кипящая жидкость) до $x = 1$ (сухой насыщенный пар).

По формулам, аналогичным (1.122), определяются и другие параметры влажного пара, например удельная энтропия:

$$s_x = s' + x(s'' - s'). \qquad (1.124)$$

Если к сухому насыщенному пару, характеризуемому точкой $c$, продолжать подводить теплоту (например при $p = \text{const}$ процесс $c$–$d$), то его температура возрастет ($T_d > T_н$), а удельный объем увеличится ($v_d = v_{пе} > v''$). Пар в точке $d$ получается

***перегретым*** (область *I* на рис. 1.15). В области перегретого пара изобара и изотерма не совпадают.

При давлении, большем, чем давление в процессе *a–b–c*, процесс парообразования может быть представлен линией *a'b'c'*. Построив линии процессов парообразования при нескольких значениях давления и соединив между собой точки *b*, *b'* и другие, а также точки *c*, *c'* и другие, получим: 1) нижнюю пограничную кривую, соответствующую параметрам кипящей воды и значению степени сухости $x = 0$; эта линия является границей между жидкостью (область *III*) и влажным насыщенным паром (область *II*); 2) верхнюю пограничную кривую, соответствующую параметрам сухого насыщенного пара и значению степени сухости $x = 1$; это – граница между влажным насыщенным и перегретым паром. Пограничные кривые сливаются в точке К (критическая точка, см. рис. 1.15 и рис. 1.4). Критические параметры воды: $p_К = 22{,}064$ МПа, $v_К = 0{,}003106$ м³/кг, $t_К = 373{,}946$ °C (647,096 K).

Область *II* *vp*-диаграммы (рис. 1.15), ограниченная сверху пограничными кривыми, а снизу – изобарой $p = 611{,}7$ Па (значение давления в тройной точке), соответствует кривой *OK* равновесия жидкость – пар в *Tp*-диаграмме (рис. 1.14).

## Термодинамические характеристики жидкости и пара

Количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг воды в изобарном процессе *a–b* (см. рис. 1.15), выражается следующим образом:

$$q_ж = h' - h_0,$$

где $h'$ – удельная энтальпия кипящей воды при $p = p_0$, $h_0$ – удельная энтальпия жидкой воды при $p = p_0$ и $T = T_0 = 273$ K.

В большом диапазоне давлений значение энтальпии воды $h_0$ (например, на рис. 1.15 – в точках *a*, *a'* и другие) пренебрежимо мало по сравнению с энтальпией кипящей воды $h'$ (см. точки *b*, *b'* и другие). Даже при давлениях, близких к давлению в критической точке, $h_0$ составляет около одного процента величины $h'$. Поэтому с достаточной степенью точности принимается, что количество теплоты, требуемое на нагревание 1 кг воды от 273 K до температуры кипения, численно равно удельной энтальпии кипящей воды:

$$q_ж = h'.$$

На основании этого равенства могут быть экспериментально определены значения $h'$ в большом интервале давлений.

Удельная внутренняя энергия кипящей воды

$$u' = h' - pv',$$

где $v'$ – удельный объем кипящей воды.

В большом диапазоне давлений величина $pv'$ пренебрежимо мала по сравнению со значением $h'$, поэтому с достаточной степенью точности можно принять

$$u' = h' = q_ж.$$

Изменение энтропии в процессе *a–b* (см. рис. 1.15)

$$s' - s_0 = \int_{273}^{T_н} \delta q / T = \int_{273}^{T_н} c_p\, dT / T. \quad (1.125)$$

Поскольку энтропия воды принимается равной нулю в тройной точке, т. е. при $T = 273,16$ К, то значение энтропии при 273 К также будет равно нулю. Тогда энтропия кипящей воды, если принять, что в пределах интегрирования $c_p = \mathrm{const}$, может быть рассчитана по формуле

$$s' = c_p \ln(T_н / 273). \tag{1.126}$$

***Количество теплоты, необходимое для превращения* 1 кг *жидкости, нагретой до температуры кипения, в сухой насыщенный пар при* $p = \mathrm{const}$, *называется теплотой парообразования* $r$.**

Из уравнения первого закона термодинамики для изобарного процесса $b$–$c$ (см. рис. 1.15) следует:

$$r = u'' - u' + p(v'' - v'). \tag{1.127}$$

Последнее выражение показывает, что одна часть теплоты парообразования $r$ расходуется на изменение внутренней энергии Р, связанное с преодолением сил межмолекулярного притяжения:

$$\mathrm{P} = u'' - u', \tag{1.128}$$

а другая часть представляет собой работу расширения вещества с изменением его удельного объема от $v'$ до $v''$:

$$\Psi = p(v'' - v'). \tag{1.129}$$

Таким образом,

$$r = \mathrm{P} + \Psi, \tag{1.130}$$

где Р и $\Psi$ называются внутренней и внешней теплотой парообразования. Кроме того, в соответствии с выражениями (1.127) и (1.57)

$$r = h'' - h'. \tag{1.131}$$

Применяя к энтальпии влажного насыщенного пара $h_x$ формулу (1.122), получим

$$h_x = h' + rx. \tag{1.132}$$

Аналогично внутренняя энергия влажного пара

$$u_x = u' + \mathrm{P}x. \tag{1.133}$$

Энтальпию влажного пара можно также определить по формуле (1.57):

$$h_x = u_x + pv_x. \tag{1.134}$$

Количество теплоты, подведенное к пару в изобарном процессе $b$–$e$ (см. рис. 1.15), равно $h_x - h' = h' + rx - h' = rx$. А так как процесс $b$–$e$ и изотермный, то изменение энтропии в нем

$$s_x - s' = rx / T_н, \tag{1.135}$$

следовательно, энтропия влажного пара

$$s_x = s' + rx / T_н. \tag{1.136}$$

Внутренняя энергия сухого насыщенного пара в соответствии с формулой (1.128)

$$u'' = u' + \text{Р}. \qquad (1.137)$$

Аналогично энтальпия сухого насыщенного пара в соответствии с формулой (1.131)

$$h'' = h' + r. \qquad (1.138)$$

Энтропия сухого насыщенного пара в соответствии с формулой (1.136)

$$s'' = s' + r / T_{\text{н}}. \qquad (1.139)$$

Зависящие от давления параметры кипящей воды и сухого насыщенного пара $T_{\text{н}}$, $v'$, $v''$, $h'$, $h''$, $r$, $s'$, $s''$ сведены в таблицы. Соответствующие параметры влажного пара определяются по данным этих таблиц при известной степени сухости $x$ по формулам типа (1.122).

Как было показано ранее, равновесие в однокомпонентной двухфазной системе определяется каким-либо одним параметром, например температурой; тогда давление является ее функцией. Зависимость $p = p(T)$ в области влажного пара определяется ***уравнением Клапейрона–Клаузиуса***, которое можно получить исходя из выражения для удельной свободной энергии влажного пара $f_x = u_x - Ts_x$. Дифференциал этой функции имеет вид $df_x = du_x - Tds_x - s_x dT$ или, с учетом выражения (1.56), $df_x = -pdv_x - s_x dT$. Из этого выражения следует, что частные производные свободной энергии имеют вид

$$\left(\frac{\partial f_x}{\partial T}\right)_{v_x} = -s_x \quad \text{и} \quad \left(\frac{\partial f_x}{\partial v_x}\right)_T = -p. \qquad (1.140)$$

Смешанные производные определяют по формулам

$$\frac{\partial^2 f_x}{\partial T \partial v_x} = -\left(\frac{\partial s_x}{\partial v_x}\right)_T \quad \text{и} \quad \frac{\partial^2 f_x}{\partial v_x \partial T} = -\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{v_x}. \qquad (1.141)$$

Из равенства между смешанными производными функции $f$ (свойство полного дифференциала) имеем

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{v_x} = \left(\frac{\partial s_x}{\partial v_x}\right)_{T_x}.$$

Согласно формулам (1.122) и (1.124), $s_x = s' + \dfrac{s'' - s'}{v'' - v'}(v_x - v')$, тогда $\left(\dfrac{\partial s_x}{\partial v_x}\right)_T = \dfrac{s'' - s'}{v'' - v'}$. Следовательно,

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_{v_x} = \frac{dp}{dT} = \frac{s'' - s'}{v'' - v'} \qquad (1.142)$$

(в области насыщения давление не зависит от удельного объема).

Умножив числитель и знаменатель правой части (1.142) на температуру насыщения $T_н$, с учетом соотношения (1.139), получим уравнение Клапейрона–Клаузиуса, описывающее наклон касательной в каждой точке кривой равновесия жидкость – пар в $Tp$-координатах (кривая $OK$ на рис. 1.14):

$$\frac{dp}{dT}=\frac{r}{T_н(v''-v')}. \quad (1.143)$$

Входящие в это уравнение величины – теплота парообразования $r$ и удельный объем $v'$ кипящей жидкости – так же, как и характеристика упругости насыщенного пара $p = f(T_н)$, могут быть определены экспериментально. Удельный объем $v''$ сухого насыщенного пара, определение которого экспериментальным путем затруднено в связи с неустойчивостью состояния пара на верхней пограничной кривой, рассчитывают по уравнению (1.143).

Свойства перегретого пара существенно отличаются от свойств насыщенного пара. Чем больше разность температур перегретого (точка $d$) и сухого насыщенного (точка $c$) пара при одном и том же давлении, тем ближе свойства перегретого пара к свойствам идеального газа. Это хорошо видно на рис. 1.4 ($T_1 > T_2 > T_К$).

***Количество теплоты, необходимое для превращения* 1 кг *сухого насыщенного пара в перегретый пар с температурой* $T_{пе}$ *при* $p$ = const, *называется теплотой перегрева*** $q_{пе}$. При известной теплоемкости $c_p$

$$q_{пе}=\int_{T_н}^{T_{пе}} c_p dT, \quad (1.144)$$

где $T_{пе}$ – ***температура перегрева.***

Опытным путем установлена зависимость теплоемкости $c_p$ перегретого пара от температуры и давления. Характер этой зависимости при докритических давлениях показан на рис. 1.16. Видно, что изобары обладают общим свойством: при увеличении температуры теплоемкость сначала уменьшается, достигает наименьшего значения и затем начинает возрастать. При высоких температурах семейство изобар постепенно стягивается в узкую полоску. В этой области перегретый пар по своим свойствам все более приближается к идеальным газам, для которых теплоемкость может быть функцией только температуры.

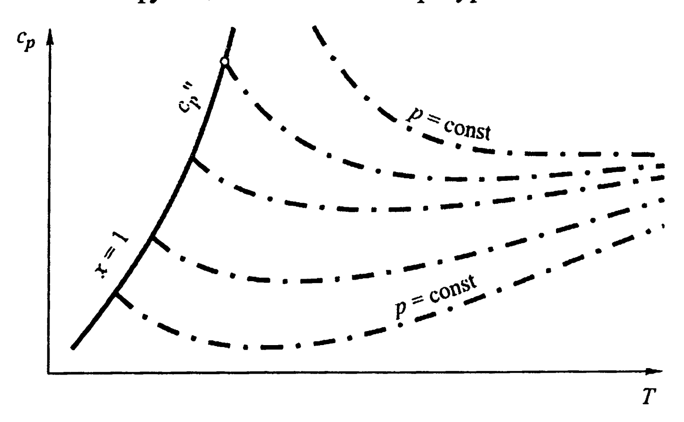



**Рис. 1.16.** Зависимость теплоемкости $c_p$ перегретого пара от температуры $T$ при различных давлениях

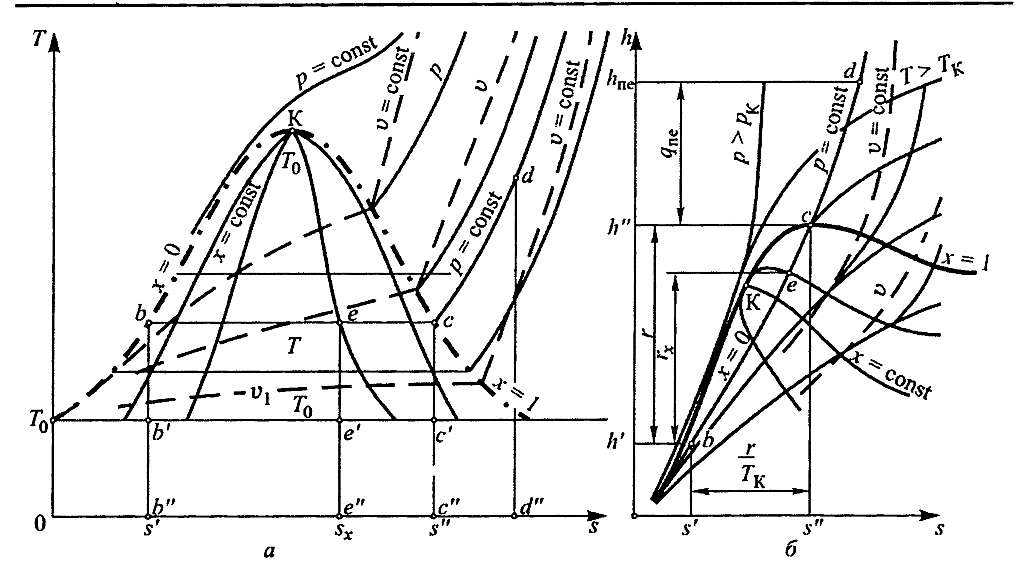



**Рис. 1.17.** Диаграммы для графического расчета процессов водяного пара: *а* – *sT*; *б* – *sh*

Из уравнения первого закона термодинамики для изобарного процесса

$$q_{пе} = u_{пе} - u'' + p(v_{пе} - v'') \tag{1.145}$$

или

$$q_{пе} = h_{пе} - h''. \tag{1.146}$$

В соответствии с (1.57) внутренняя энергия перегретого пара

$$u_{пе} = h_{пе} - pv_{пе}. \tag{1.147}$$

Удельные значения $v_{пе}$, $h_{пе}$, $s_{пе}$, а также истинной изобарной теплоемкости сводятся в таблицы.

Для графоаналитического расчета паровых процессов используются ***диаграммы состояния*** в *sT*- и *sh*-координатах (рис. 1.17, *а*, *б*), в которых заранее строятся нижняя ($x = 0$) и верхняя ($x = 1$) пограничные кривые, семейства изобар, изохор и изотерм. На диаграммы наносятся также линии $x$ = const равной степени сухости.

В *sT*-диаграмме теплота парообразования $r$ численно равна площади $b''bcc''b'' = b'bcc'b' + b''b'c'c''b''$, теплота перегрева $q_{пе}$ – площади $c''cdd''c''$ и т. д. Линия $T_0$ = const на рис. 1.17, *а* – нижняя граница построенной *sT*-диаграммы. При расчетах удобнее пользоваться *sh*-диаграммой (см. рис. 1.17, *б*), так как значения $r = h'' - h'$, $q_{пе} = h_{пе} - h''$ и другие определяются по ней в виде отрезков прямых, а не площадей, как по *sT*-диаграмме.

## Процессы изменения состояния водяного пара

***Изохорный процесс*** $v$ = const (рис. 1.18, *а*). При подводе теплоты в процессе 1–2 пар сначала становится сухим насыщенным, а затем перегретым. В соответствии с первым законом термодинамики (1.42) и с учетом (1.50) в изохорном процессе вся подведенная к пару теплота расходуется на изменение его внутренней энергии, т. е.

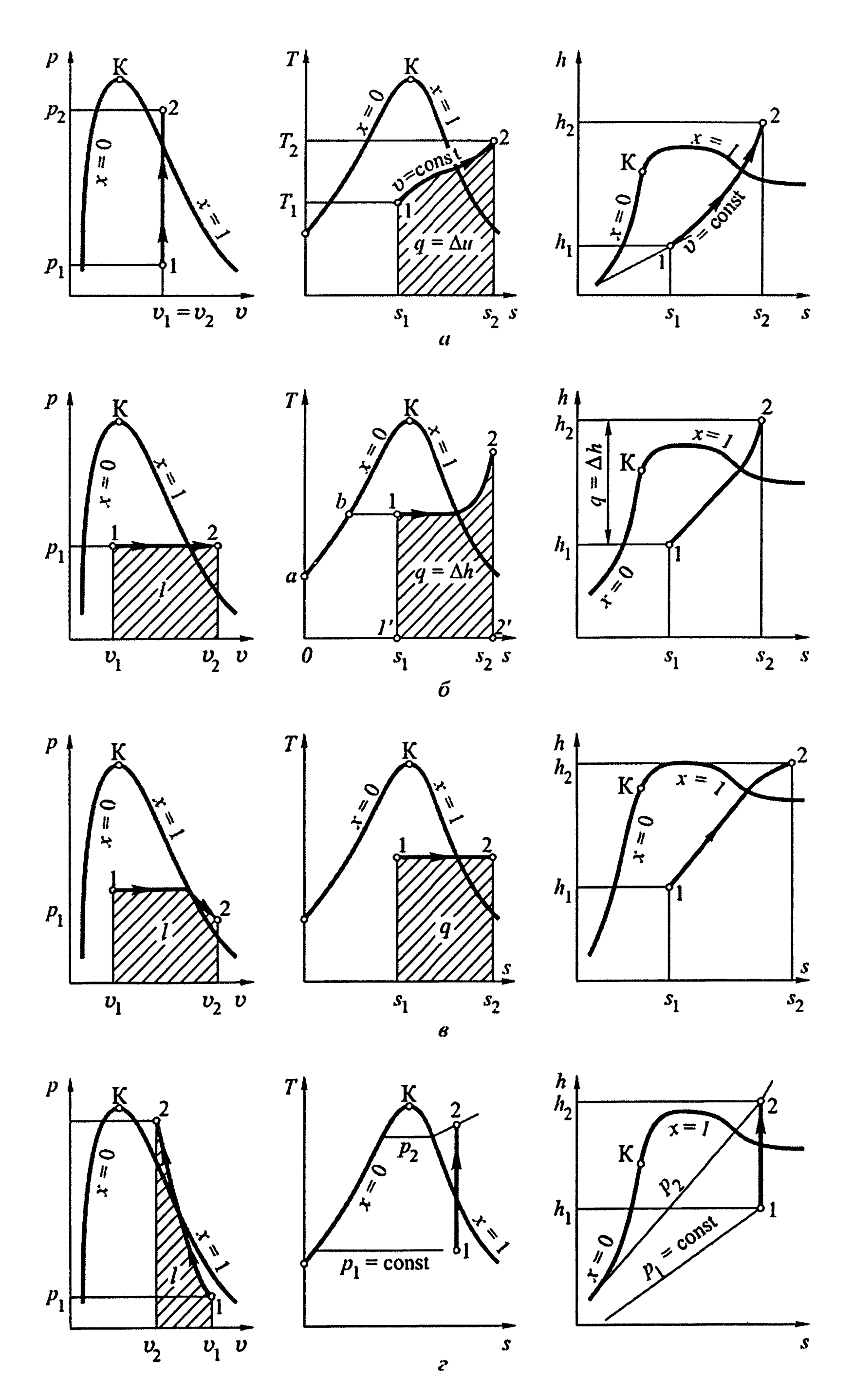



**Рис. 1.18.** Диаграммы процессов изменения состояния пара:
*а* – изохорного; *б* – изобарного; *в* – изотермного; *г* – адиабатного

$$q_{1-2} = u_2 - u_1. \qquad (1.148)$$

В соответствии с выражением (1.57) $u = h - pv$, поэтому

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1). \qquad (1.149)$$

Значения энтальпии $h_1$ и $h_2$ определяются по $sh$-диаграмме или по таблицам термодинамических свойств водяного пара.

***Изобарный процесс*** $p$ = const (рис. 1.18, *б*). В изобарном процессе при подводе теплоты сначала происходит постепенное подсушивание влажного пара (степень сухости $x$ возрастает), а затем (после достижения $x = 1$) пар перегревается.

В соответствии с первым законом термодинамики количество подведенной теплоты в изобарном процессе $q = \Delta u + l$, т. е. расходуется на изменение внутренней энергии пара и совершение работы.

Интегрируя уравнение (1.58а) при $p$ = const, получим для процесса 1–2

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 = h_{\text{пе}} - h_x. \qquad (1.150)$$

В области влажного насыщенного пара изобара в $sh$-координатах представляет собой прямую линию. Действительно, при совместном решении уравнений (1.132) и (1.136) получаем уравнение прямой

$$h_x = (h' - T_{\text{н}}s') + T_{\text{н}}s_x. \qquad (1.151)$$

Чем выше температура $T_{\text{н}}$, тем больше наклон прямой.

Изменение внутренней энергии пара

$$\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1 = (h - pv)_2 - (h - pv)_1. \qquad (1.152)$$

***Изотермный процесс*** $T$ = const (рис. 1.18, *в*). В области влажного насыщенного пара изотерма совпадает с изобарой, а в области перегретого пара они расходятся (см. линии $cd$ и $cd_1$ на рис. 1.15).

Количество теплоты в изотермном процессе

$$q_{1-2} = T(s_2 - s_1), \qquad (1.153)$$

изменение внутренней энергии пара

$$\Delta u_{1-2} = (h - pv)_2 - (h - pv)_1. \qquad (1.154)$$

Тогда по уравнению первого закона термодинамики работа процесса

$$l_{1-2} = q_{1-2} - \Delta u_{1-2}. \qquad (1.155)$$

***Адиабатный процесс*** $\delta q = 0$ (рис. 1.18, *г*). В процессе адиабатного сжатия температура повышается, влажный пар подсушивается ($x$ увеличивается), затем пар становится перегретым. Изменение внутренней энергии пара

$$\Delta u_{1-2} = (h - pv)_2 - (h - pv)_1. \qquad (1.156)$$

Затраты работы на сжатие

$$l_{1-2} = -\Delta u_{1-2} = h_1 - h_2 + (p_2 v_2 - p_1 v_1). \qquad (1.157)$$

## Влажный воздух

***Влажным воздухом*** называется смесь сухого воздуха с водяным паром. При низких давлениях парциальное давление водяного пара во влажном воздухе мало, вследствие чего водяной пар можно считать идеальным газом. Таким образом, влажный воздух представляет собой смесь идеальных газов с той особенностью, что в рассматриваемой температурной области один из компонентов смеси (в данном случае водяной пар) может конденсироваться.

Водяной пар, присутствующий в воздухе, может быть сухим насыщенным, и тогда смесь сухого воздуха с паром представляет собой насыщенный влажный воздух. Если в воздухе содержится перегретый пар, то влажный воздух получается ненасыщенным. По мере снижения температуры ненасыщенного влажного воздуха состояние перегретого пара приближается к состоянию, соответствующему $x = 1$. ***Температура, при которой перегретый пар, содержащийся во влажном воздухе, становится насыщенным, называется температурой точки росы.***

***Влагосодержание*** $d$ оценивается отношением количества $m_п$ водяного пара, содержащегося в сухом воздухе, к количеству $m_в$ воздуха:

$$d = m_п / m_в. \tag{1.158}$$

Поскольку каждый из объемов – объем пара $v_п$, содержащегося в воздухе, и объем воздуха $v_в$ – равен объему смеси $v_{см}$, то отношение масс в выражении (1.158) можно заменить отношением плотностей пара $\rho_п$ и воздуха $\rho_в$, поэтому

$$d = \rho_п / \rho_в. \tag{1.159}$$

Различают абсолютную и относительную влажность воздуха. Абсолютная влажность воздуха равна массе водяного пара, содержащегося в 1 м$^3$ влажного воздуха:

$$\rho_п = m_п / v_{см}. \tag{1.160}$$

При выбранных давлении и температуре существует максимально возможное насыщение воздуха паром. Пар при этом становится сухим насыщенным, имеющим плотность $\rho_н$. Отношение абсолютной влажности воздуха к максимально возможной при данной температуре называется относительной влажностью воздуха:

$$\varphi_в = \rho_п / \rho_н. \tag{1.161}$$

Если воздух пересыщен влагой ($\varphi_в > 1$), то парциальное давление пара $p_п$ равно давлению насыщения, и пар в воздухе является влажным. При $\varphi_в < 1$ водяной пар в воздухе перегрет ($\rho_п < \rho_н$); при $\varphi_в = 1$ водяной пар в воздухе сухой насыщенный ($\rho_п = \rho_н$). Основные параметры влажного воздуха (плотность, газовая постоянная и др.) могут быть подсчитаны по формулам смеси идеальных газов.

В 1918 г. Л.К. Рамзиным для определения параметров влажного воздуха при расчетах сушки, вентиляции и отопления была предложена $dh$-диаграмма влажного воздуха. При построении $dh$-диаграммы используются косоугольные координаты, при которых прямые $h = \text{const}$ проводятся под углом 135° к оси ординат (рис. 1.19). Ось влагосодержания $d$ условно проводится к оси ординат под углом 90°, но нанесены на ней действительные значения $d$, определяемые по формуле (1.159).

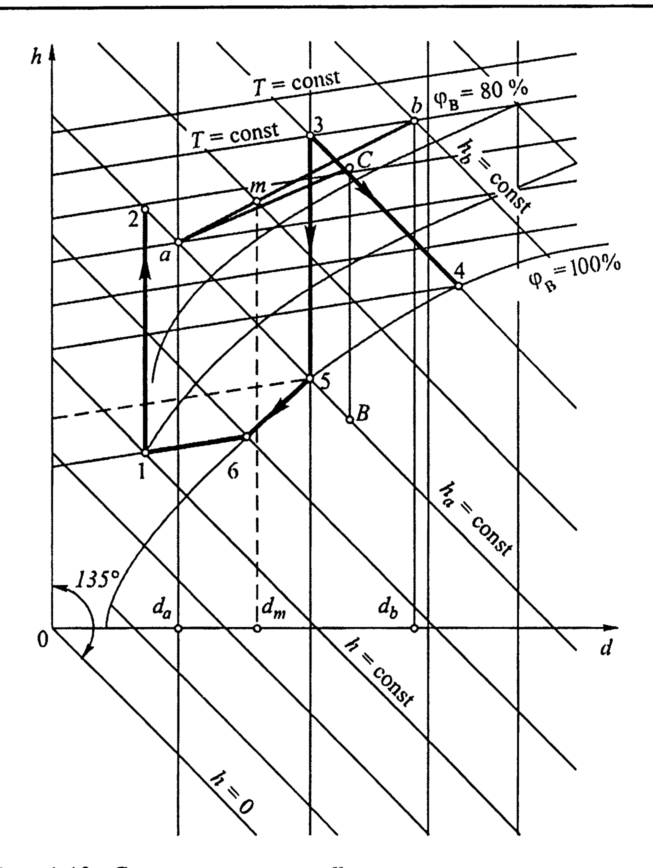



**Рис. 1.19.** Схема построения $dh$-диаграммы влажного воздуха

Через точки оси влагосодержания проводятся вертикали $d = \text{const}$ с определенными значениями $d$.

Энтальпия $h$ влажного воздуха, т. е. энтальпия смеси, состоящей из 1 кг сухого воздуха и водяного пара в количестве $d$, определяется суммой:

$$h = h_{в} + dh_{п}, \tag{1.162}$$

причем энтальпия водяного пара

$$h_{п} = c_{рж}T_{н} + r + c_{рп}(T - T_{н}), \tag{1.163}$$

где $c_{рж}$ – изобарная теплоемкость жидкой воды; $r$ – теплота парообразования при парциальном давлении пара во влажном воздухе; $c_{рп}$ – средняя изобарная теплоемкость перегретого пара при его парциальном давлении во влажном воздухе; $T$ – температура влажного воздуха; $T_{н}$ – температура насыщения при парциальном давлении пара во влажном воздухе.

За начало отсчета $h$ выбирается точка 0, в которой $T = 273$ К, $d = 0$. Так как энтальпия сухого воздуха $h_{в}$ при этой температуре принимается равной нулю, то в соответствии с выражением (1.162) $h = 0$.

На поле диаграммы наносятся также кривые равных значений относительной влажности воздуха ($\varphi_{в} = 100$ %; $\varphi_{в} = 90$ % и т. д.) и изотермы $T = \text{const}$ – прямые

линии. Кривой $\varphi_в = 100$ % поле диаграммы делится на две области. При $\varphi_в < 100$ % в воздухе содержится перегретый пар, при $\varphi_в > 100$ % – влажный насыщенный пар, при $\varphi_в = 100$ % – сухой насыщенный пар. Диаграмма $dh$ строится для среднего атмосферного давления. При других атмосферных давлениях сетка изотерм такая же, но уточняются кривые $\varphi_в = \text{const}$.

При помощи $dh$-диаграммы можно проводить различные теплотехнические расчеты. Например, подогрев или охлаждение влажного воздуха, находящегося в калорифере, происходит при постоянном влагосодержании, и этот процесс на диаграмме показан вертикалями соответственно 1–2 и 3–5. По мере охлаждения в точке 5 ранее перегретый пар становится сухим; при дальнейшем охлаждении сухая часть пара конденсируется, и влагосодержание воздуха уменьшается.

Процесс 5–6 происходит по кривой $\varphi_в = 100$ %. Количество сконденсировавшейся влаги равно $d_5 - d_6$.

Процесс испарения 3–4 определяется условием $h = \text{const}$. Действительно, энтальпия воды принимается равной нулю, а теплота воздуха, затраченная на испарение, передается воздуху от испаренной влаги, и следовательно, энтальпия влажного воздуха в процессе испарения не меняется.

Температура, при которой $\varphi_в = 100$ % (в воздухе сухой насыщенный пар), является температурой точки росы.

По $dh$-диаграмме можно рассчитать процесс смешения потоков влажного воздуха. Пусть в смесительную камеру поступают два потока влажного воздуха: один с массовым расходом $m_a$ и параметрами $d_a$, $t_a$, $h_a$ (см. точку $a$ на рис. 1.19); другой – с расходом $m_b$ и параметрами $d_b$, $t_b$, $h_b$ (см. точку $b$). Расход воздуха на выходе из камеры смешения (см. точку $m$) $m_m = m_a + m_b$.

Из уравнения баланса влаги $m_a d_a + m_b d_b = m_m d_m$ влагосодержание воздуха после смешения:

$$d_m = (m_a d_a + m_b d_b) / m_m. \quad (1.164)$$

Из уравнения теплового баланса $m_a h_a + m_b h_b = m_m h_m$ энтальпия воздуха после смешения:

$$h_m = (m_a h_a + m_b h_b) / m_m. \quad (1.165)$$

После введения в формулы (1.164) и (1.165) соотношения между расходами $x = m_b / m_a$, получим

$$x_m = m_b / m_a = (d_m - d_a) / (d_b - d_m) \quad (1.166)$$

и

$$x_m = m_b / m_a = (h_m - h_a) / (h_b - h_m), \quad (1.167)$$

откуда

$$(h_b - h_m) / (d_b - d_m) = (h_m - h_a) / (d_m - d_a). \quad (1.168)$$

Из полученного выражения следует, что точка $m$ лежит на прямой $ab$ (см. рис. 1.19). Разделив числитель и знаменатель левой части выражения (1.166) на $m_m$, получим

$$(d_m - d_a) / (d_b - d_m) = g_b / g_a, \quad (1.169)$$

где $g_b = m_b / m_m$ и $g_a = m_a / m_m$ – массовые доли смешиваемых потоков. Следовательно, точка $m$ делит прямую $ab$ в отношении $g_b / g_a$. Координаты этой точки определяются по формулам (1.164) и (1.165).

## 1.4. Истечение и дросселирование газов и паров

В этом разделе рассматриваются процессы стационарного одномерного течения газообразных тел по каналам переменного сечения. При стационарном режиме и отсутствии притока и оттока массы справедливо уравнение постоянства массового расхода газа, кг/с:

$$m_г = Aw\rho = Aw/v = \text{const}, \tag{1.170}$$

где $A$ – площадь поперечного сечения канала, м$^2$; $w$ и $\rho$ – скорость, м/с, и плотность, кг/м$^3$, газа в соответствующем сечении.

### Работа вытеснения массы

Для определения работы $l_в$ вытеснения массы в системе со стационарным потоком, входящей в уравнение (1.47), рассмотрим два сечения (1–1 и 2–2) канала произвольного профиля (рис. 1.20), по которому течет газ вследствие перепада давлений ($p_1 > p_2$).

Определим работу по перемещению элементарной массы газа $dm_г$, заключенной между сечениями $a_1$ и $b_1$, из сечения 1–1 в сечение 2–2. Точки $O_1$ и $O_2$ на рис. 1.20 – соответствуют положению центра массы. Слева на элемент $dm_г$ действует давление $p_1$, создающее в сечении 1–1 силу $p_1A_1$, под действием которой элемент перемещается. Перемещаясь, элемент преодолевает силу сопротивления $p_2A_2$, действующую в сечении 2–2 справа; $A_1$ и $A_2$ – площади сечений 1–1 и 2–2 соответственно.

Зная форму канала и, следовательно, закон изменения площади поперечного сечения по длине канала $A = f_1(x)$, а также закономерность падения давления $p = f_2(x)$, можно построить график зависимости $pA = f(x)$, площадь $\tilde{A}$ под которым численно равна работе.

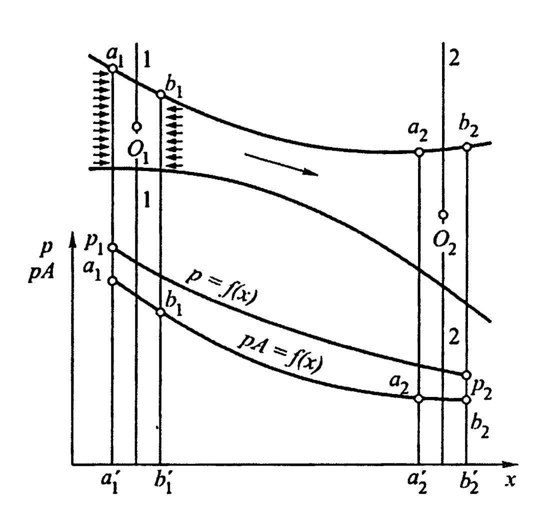



**Рис. 1.20.** Изменение давления $p$ и величины $pA$ по длине $x$ канала переменного сечения

Работа, производимая над элементом массы газа, характеризуется площадью $\tilde{A}_{a'_1a_1a_2a'_2}$. В соответствии с принятым правилом знаков эта работа отрицательна. Работа по преодолению силы сопротивления характеризуется площадью $\tilde{A}_{b'_1b_1b_2b'_2}$ и является положительной. Алгебраическая сумма этих работ равна ***работе вытеснения массы*** (иногда называемой работой проталкивания).

Поскольку

$$-\tilde{A}_{a'_1a_1a_2a'_2} + \tilde{A}_{b'_1b_1b_2b'_2} = -\tilde{A}_{a'_1a_1b_1b'_1} + \tilde{A}_{a'_2a_2b_2b'_2},$$

то

$$\delta L_{\text{в}} = l_{\text{в}} dm_{\text{г}} = -p_1 A_1 dx_1 + p_2 A_2 dx_2 = p_2 dV_2 - p_1 dV_1, \qquad (1.171)$$

где $dV_2$ и $dV_1$ – объемы элементарной массы газа, соответствующие сечениям 2–2 и 1–1. Поскольку $dV_2 = v_2 dm_{\text{г}}$ и $dV_1 = v_1 dm_{\text{г}}$, то удельная работа вытеснения массы

$$l_{\text{в}} = p_2 v_2 - p_1 v_1, \qquad (1.172)$$

и для бесконечно малого изменения состояния газа

$$\delta l_{\text{в}} = d(pv). \qquad (1.173)$$

Из выражений (1.57) и (1.173) видно, что энтальпия равна сумме внутренней энергии и работы вытеснения массы.

Если в адиабатной системе техническая работа равна нулю и потенциальная энергия не изменяется, то на основании уравнения (1.46) имеем

$$\frac{\Delta E}{m} = \Delta h + \frac{\Delta E_{\text{к}}}{m} = (h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2},$$

где $\Delta E$ – изменение полной энергии системы. Пренебрегая начальной скоростью, получим

$$\frac{\Delta E}{m} = h_2 - h_1 + \frac{w^2}{2},$$

т. е. изменение полной энергии $E$ системы равно сумме изменений энтальпии и кинетической энергии газа. При указанных условиях и малых скоростях потоков ($w < 30$ м/с) энтальпия определяет величину энергии, вводимой или выводимой из системы:

$$\frac{\Delta E}{m} = h_2 - h_1.$$

## Располагаемая работа

Уравнение (1.47) с учетом выражения (1.172) получает вид

$$q = \Delta u + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + l_0, \qquad (1.174)$$

где $l_0$ – располагаемая работа. В дифференциальной форме

$$\delta q = du + d(pv) + \delta l_0. \qquad (1.175)$$

С учетом выражения (1.57) получим уравнение первого закона термодинамики для системы со стационарным потоком в следующем виде:

$$\delta q = dh + \delta l_0. \qquad (1.176)$$

При сопоставлении уравнений (1.176) и (1.58а) получаем

$$\delta l_0 = -v dp. \qquad (1.177)$$

После интегрирования конечное значение располагаемой работы

$$l_0 = -\int_{p_1}^{p_2} v\,dp. \qquad (1.178)$$

Это количество располагаемой работы численно равно площади *k12l* в *vp*-координатах (см. рис. 1.2, *а*).

Подставив выражения (1.178) и (1.51) в (1.104), получим соотношение между располагаемой работой и работой деформации:

$$n = \int_{p_2}^{p_1} v\,dp \Big/ \int_{v_1}^{v_2} p\,dv = l_0 / l. \qquad (1.179)$$

Из выражения (1.48 *а*) имеем

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2l_0} \qquad (1.180)$$

или при $w_1 = 0$

$$w = \sqrt{2l_0}. \qquad (1.181)$$

Приравнивая друг другу правые части выражений (1.177) и (1.48), получаем

$$-v\,dp = w\,dw, \qquad (1.182)$$

из чего следует, что при уменьшении давления по длине канала ($dp < 0$) скорость течения возрастает ($dw > 0$).

## Адиабатный процесс истечения. Сопло Лаваля

Выясним, как изменяется скорость по длине канала в зависимости от его формы при адиабатном расширении газа. Для этого воспользуемся уравнениями (1.170), (1.97) и (1.182).

Дифференцируя уравнение (1.170), получаем

$$dA / A = dv / v - dw / w. \qquad (1.183)$$

По уравнению адиабаты (1.97) $dv / v = -dp / kp$ или

$$dv / v = -v\,dp / a^2, \qquad (1.184)$$

где

$$a = \sqrt{kpv} \qquad (1.185)$$

– местная скорость звука в потоке с параметрами $p$, $v$; $k$ – показатель адиабаты. Из (1.184) с учетом (1.182) имеем

$$dv / v = (w / a^2) dw. \qquad (1.186)$$

Подставив последнее выражение в (1.183), получим

$$dA / A = (w^2 / a^2 - 1) dw / w, \qquad (1.186a)$$

Из выражений (1.186) и (1.97) имеем

$$dw / w = -(a^2 / w^2)\,dp / kp.$$

Подставив это выражение в (1.186а), получим

$$dA/A = (a^2/w^2 - 1)\,dp/kp. \tag{1.186б}$$

Из совместного рассмотрения выражений (1.186а) и (1.186б) следует:

1) при уменьшении давления ($dp < 0$) по длине суживающегося канала ($dA < 0$) скорость течения газа в нем увеличивается ($dw > 0$), оставаясь в каждом сечении канала меньше местной скорости звука ($w < a$);

2) при уменьшении давления ($dp < 0$) по длине расширяющегося канала ($dA > 0$) увеличивающаяся скорость течения ($dw > 0$) является сверхзвуковой ($w > a$) в каждом сечении канала.

***Каналы, в которых уменьшение давления движущегося газа сопровождается увеличением скорости течения, называются соплами.***

Рассмотрим процесс адиабатного истечения идеального газа из сопла при постоянных начальных параметрах газа $p_1$, $v_1$ в окружающую среду, давление $p$ в которой может изменяться от $p_1$ до нуля. Скорость истечения газа (скорость в выходном сечении сопла) подсчитаем по формуле (1.181) с учетом (1.179) и (1.109) при $n = k$:

$$w = \sqrt{2kp_1v_1[1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}]/(k-1)}, \tag{1.187}$$

где $p_1$, $v_1$ – параметры газа на входе в сопло; $p_2$ – давление в выходном сечении сопла.

Массовый расход газа через сопло [см. выражение (1.170)]

$$m_г = w A_2 / v_2.$$

Здесь $w$, $A_2$ и $v_2$ – скорость, площадь поперечного сечения и удельный объем газа в выходном сечении сопла соответственно. По уравнению адиабаты $p_2v_2^k = p_1v_1^k$, и тогда

$$m_г = A\sqrt{2k(p_1/v_1)[(p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k}]/(k-1)}. \tag{1.188}$$

На рис. 1.21 по оси абсцисс отложено отношение $\beta = p/p_1$ давления $p$ окружающей среды к постоянному давлению $p_1$ газа на входе в сопло. Графики скорости истечения $w = w(\beta)$ и расхода газа $m_г = m_г(\beta)$ построены по формулам (1.187) и (1.188) в предположении, что давление газа на выходе из сопла равно давлению в окружающей среде: $p_2 = p$. При этом условии получено, что понижение давления среды сопровождается увеличением скорости $w$ во всем диапазоне изменения $\beta$, а расход $m_г$ достигает максимального значения, а затем уменьшается (см. графики с учетом штриховых линий).

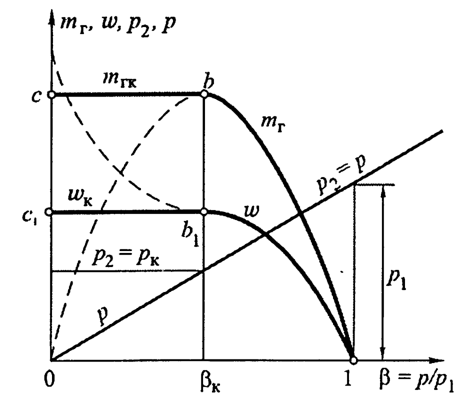



**Рис. 1.21.** Зависимость скорости истечения $w$ и расхода $m_г$ газа от отношения давлений $\beta = p/p_1$

Но если сопло суживающееся ($dA < 0$), то, согласно полученным выше выводам, скорость при адиабатном расширении газа в нем не может превзойти местную скорость звука. Действительно, как показывает опыт, при истечении газа из суживающегося сопла скорость $w$, расход $m_г$ и

давление $p_2$ на срезе сопла, достигнув критических значений $w_к$, $m_{гк}$ и $p_к$, остаются постоянными при дальнейшем понижении давления среды (см. участки $b_1c_1$, $bc$ и линию $p_2 = p_к$ на рис. 1.21). Таким образом, давление $p_2$ в выходном сечении суживающегося сопла равно давлению окружающей среды $p$ не во всем диапазоне значений $\beta = p / p_1$, а только при $\beta_к \le \beta \le 1$.

Исследование выражения (1.188) на максимум дает следующие результаты: критическое отношение давлений

$$\beta_к = p_к / p_1 = [2 / (k + 1)]^{k/(k-1)}, \quad (1.189)$$

критический расход

$$m_{гк} = A_к\sqrt{2k(p_1/v_1)[2 / (k-1)]^{2/(k-1)} / (k+1)}, \quad (1.190)$$

где $A_к$ – площадь выходного (минимального) сечения суживающегося сопла;

критическая скорость истечения

$$w_к = \sqrt{2k p_1 v_1 / (k+1)}. \quad (1.191)$$

По уравнению адиабаты (1.98) и по выражению (1.189) соответственно получим $v_1 = v_к\beta_к^{1/k}$ и $p_1 = p_к / \beta_к$. Подставляя эти выражения в формулу (1.191), получим

$$w_к = \sqrt{kp_к v_к}. \quad (1.192)$$

Сравнение выражений (1.192) и (1.185) показывает, что критическая скорость истечения при постоянных начальных параметрах газа равна скорости звука при параметрах минимального сечения сопла.

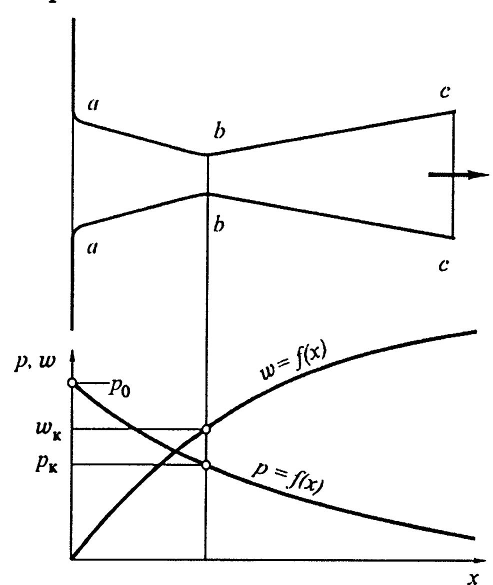



**Рис. 1.22.** Изменение давления $p$ и скорости $w$ газа при течении по соплу Лаваля

Эта скорость является максимально возможной скоростью истечения газа из суживающегося сопла. Для получения сверхзвуковой скорости истечения используют сопло, состоящее из суживающейся ($ab$) и следующей за ней расширяющейся ($bc$) частей (рис. 1.22). Такое комбинированное сопло называется ***соплом Лаваля***. Профилированием расширяющейся части сопла Лаваля достигается безотрывное течение – расчетный режим, при котором соплом срабатывается весь располагаемый перепад давлений $p_1 - p$. В минимальном сечении сопла Лаваля достигается скорость звука, а в расширяющейся части происходит дальнейшее ускорение потока ($w > a$). На практике непрерывный переход от дозвуковых скоростей к сверх-

звуковым через скорость звука обеспечивается специальным профилированием горловины сопла.

Проведенный анализ показывает, что суживающееся сопло использует весь располагаемый перепад давлений $p_1 - p$ только при значениях $\beta_к \le \beta \le 1$, а сопло Лаваля – во всем диапазоне изменения $\beta = p/p_1$ (см. рис. 1.21). Поэтому формулы для расчета скорости истечения и расхода газа выбираются в зависимости от значения $\beta$ и формы сопла (табл. 1.1).

*Таблица 1.1*

| Форма сопла и значение $\beta$ | Формулы для расчета | |
|---|---|---|
| | скорости истечения | расхода газа |
| Суживающееся, $1 \ge \beta \ge \beta_к$ | (1.187) | (1.188) |
| Суживающееся, $0 \le \beta \le \beta_к$ | (1.191) | (1.190) |
| Сопло Лаваля, $1 \ge \beta \ge 0$ | (1.187) | (1.190) |

На рис. 1.22 показано, как изменяются давление и скорость течения газа по длине сопла Лаваля.

## Истечение при наличии трения. Дросселирование

В реальных условиях некоторая часть располагаемой работы затрачивается на преодоление потоком сил внутреннего трения в газе и трения газа о стенки сопла. Эта часть работы переходит в теплоту, которая передается газу, увеличивая его энтропию. Этим условиям соответствует необратимый адиабатный процесс истечения, который изображается в $sh$-диаграмме условной линией 1–3 (рис. 1.23). Изменение энтропии в этом процессе выражается отрезком $\Delta s_{1-3}$.

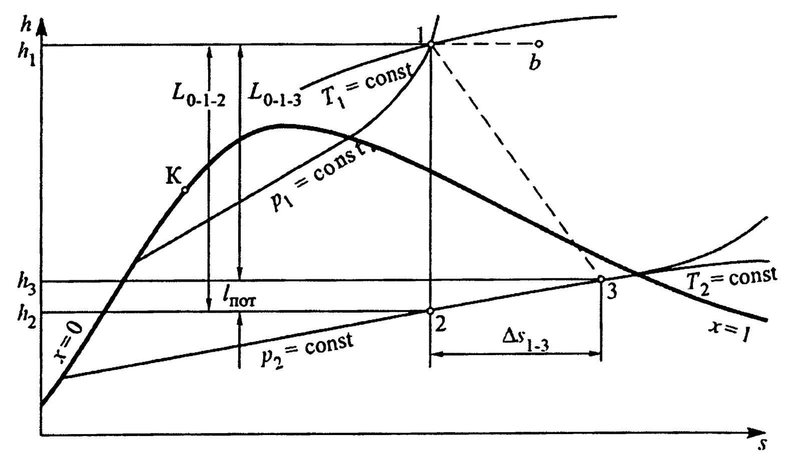



**Рис. 1.23.** Процесс истечения пара в $sh$-диаграмме

В соответствии с уравнением (1.176), располагаемая работа адиабатного процесса 1–2

$$l_{0-1-2} = h_1 - h_2 \qquad (1.193)$$

и скорость истечения [см. выражение (1.181)]

$$w = \sqrt{2(h_1 - h_2)}. \qquad (1.194)$$

При наличии потерь на трение действительная располагаемая работа и действительная скорость истечения (см. процесс 1–3)

$$l_{0-1-3} = h_1 - h_3 \qquad (1.195)$$

и

$$w_д = \sqrt{2(h_1 - h_3)}. \qquad (1.196)$$

Поскольку действительная скорость истечения меньше теоретической, то

$$w_д = \varphi_w w, \qquad (1.197)$$

где $\varphi_w < 1$ – скоростной коэффициент сопла.

С учетом формулы (1.48а) при $w_1 = 0$ потеря располагаемой работы может быть определена как разность:

$$l_{пот} = l_{0-1-2} - l_{0-1-3} = 0{,}5w^2 - 0{,}5w_д^2 = 0{,}5w^2[1 - (w_д/w)^2] = 0{,}5\zeta w^2, \qquad (1.198)$$

где

$$\zeta = 1 - \varphi_w^2 \qquad (1.199)$$

– коэффициент потерь располагаемой работы на трение в сопле. Очевидно, что $\zeta = l_{пот} / l_{0-1-2}$.

Коэффициент потерь можно определить по *sh*-диаграмме (см. рис. 1.23), так как

$$\zeta = l_{пот} / l_{0-1-2} = (h_3 - h_2) / (h_1 - h_2). \qquad (1.200)$$

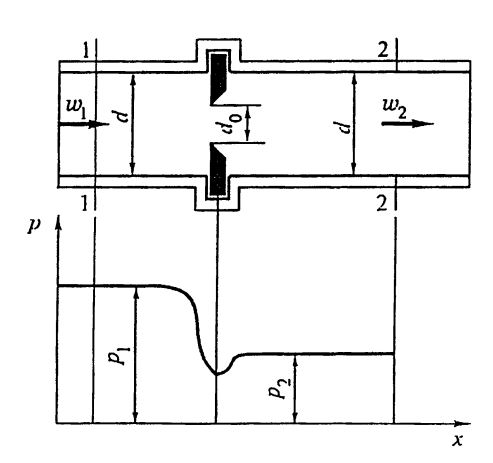



**Рис. 1.24.** Изменение давления $p$ при переходе потока через местное сопротивление

***Дросселированием*** называется процесс понижения давления газа при преодолении потоком местного гидравлического сопротивления, например диафрагмы ($d_0 < d$ на рис. 1.24). Давление за диафрагмой оказывается меньше, чем до нее: $p_2 < p_1$. Дросселирование является необратимым процессом, в котором давление падает вследствие затраты части энергии движущегося газа на преодоление гидравлического сопротивления.

Рассмотрим адиабатное течение газа по трубопроводу и выясним, какое влияние оказывает наличие местного сопротивления на параметры потока.

На основании уравнения (1.176) с учетом (1.48а) для адиабатного процесса

$$h_1 - h_2 = 0{,}5(w_2^2 - w_1^2), \qquad (1.201)$$

где цифрами 1 и 2 отмечены сечения трубы до и после места дросселирования (см. рис. 1.24).

Для процессов, которые совершаются при пренебрежимо малом изменении кинетической энергии движущейся среды ($w_1 \approx w_2$), получим из (1.201)

$$h_1 = h_2, \qquad (1.202)$$

т. е. значения энтальпии газа до начала дросселирования и после его завершения оказываются одинаковыми. Поэтому в $sh$-диаграмме процесс дросселирования условно изображается горизонтальной линией (например, $1b$ на рис. 1.23), на которой равновесному состоянию газа соответствуют лишь крайние точки 1 и $b$, соответствующие сечениям трубы, достаточно удаленным от места дросселирования. Отрезок $1b$ выражает изменение энтропии газа вследствие необратимости процесса.

Таким образом, в результате прохождения потока через местное сопротивление давление в трубопроводе уменьшается, а значение энтальпии не изменяется (строго говоря, восстанавливается). Выясним теперь, как изменяется в этом случае температура.

Изменение температуры газа в результате адиабатного дросселирования называется эффектом Джоуля – Томсона (или дроссель-эффектом). Способность вещества реагировать изменением температуры на изменение давления при дросселировании характеризуется производной $(\partial T/\partial p)_h$, которая называется коэффициентом адиабатного дросселирования или дифференциальным дроссель-эффектом.

Выразив энтальпию функцией $h = h(p, T)$, получим

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp + \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT. \qquad (1.203)$$

Тогда с учетом уравнения (1.58)

$$ds = \left[\frac{1}{T}\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T - \frac{v}{T}\right] dp + \frac{1}{T}\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT. \qquad (1.204)$$

По условиям полного дифференциала

$$\frac{\partial}{\partial T}\left[\frac{1}{T}\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T - \frac{v}{T}\right]_p = \frac{\partial}{\partial p}\left[\frac{1}{T}\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p\right]_T. \qquad (1.205)$$

Произведя дифференцирование и дальнейшие преобразования, получим

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p. \qquad (1.206)$$

После подстановки выражений (1.206) и (1.64) в уравнение (1.203) имеем

$$dh = c_p dT - \left[T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v\right] dp, \qquad (1.207)$$

откуда при условии $dh = 0$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = T\left[\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - \frac{v}{T}\right]/c_p. \qquad (1.208)$$

Чтобы вычислить по этому выражению дифференциальный дроссель-эффект для определенного вещества, нужно иметь для этого вещества уравнение состояния и значение теплоемкости.

Проанализируем уравнение (1.208). Величина $(T/c_p) > 0$, следовательно, знак производной $(\partial T/\partial p)_h$ зависит от знака разности $(\partial v/\partial T)_p - v/T$. Если $(\partial v/\partial T)_p > v/T$, то $(\partial T/\partial p)_h > 0$, а так как при дросселировании $dp < 0$, то при рассматриваемом условии и $dT < 0$, что означает уменьшение температуры газа при переходе через местное сопротивление. Аналогично, условие $(\partial v/\partial T)_p < v/T$ соответствует увеличению температуры ($dT > 0$).

Если

$$(\partial v/\partial T)_p = v/T, \qquad (1.209)$$

то $(\partial T/\partial p)_h = 0$ и $dT = 0$, т. е. температура газа не изменяется. В этом состоянии газа дроссель-эффект меняет знак. Смене знака дроссель-эффекта при определенном давлении $p$ соответствует ***точка инверсии*** ($v_{инв}$, $T_{инв}$). Зависимость температуры инверсии от давления $T_{инв}(p)$ определяет кривую инверсии. Чтобы получить эту зависимость по уравнению (1.209) для конкретного газа, нужно иметь его уравнение состояния.

Так как из уравнения (1.4) следует, что $(\partial v/\partial T)_p - v/T = 0$, то согласно выражению (1.208), для идеального газа $(\partial T/\partial p)_h = 0$ в любом состоянии, т. е. для идеального газа величина дроссель-эффекта равна нулю.

Изменение температуры газа при дросселировании в практических условиях, т. е. при значительном перепаде давлений, называется интегральным дроссель-эффектом:

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2}\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h dp.$$

При положительном дроссель-эффекте происходит охлаждение газа, при отрицательном – нагревание. Интегральный дроссель-эффект рассчитывается по таблицам или диаграммам.

Процесс дросселирования играет важную роль в технике охлаждения и сжижения газов.

## Эксергия

***Эксергия потока рабочего тела*** представляет собой максимальное количество располагаемой работы, которое может быть получено в результате перехода рабочего тела в состояние термодинамического равновесия с окружающей средой, имеющей постоянные параметры $p_0$, $T_0$, при условии, что эта среда является единственным приемником (или источником) теплоты.

Работа максимальна при полной обратимости процессов. Допустим, что требуется осуществить обратимый переход рабочего тела из состояния 1, характеризуе-

мого параметрами $p_1$, $T_1$ (рис.1.25), в состояние 2 равновесия с окружающей средой, имеющей постоянные параметры $p_0$, $T_0$. Из рис. 1.25 видно, что любой процесс между состояниями 1 и 2 будет протекать с теплообменом ($s_2 - s_1 > 0$). Условие обратимости процесса с теплообменом – бесконечно малая разность температур между рабочим телом и источником теплоты. Если единственным источником теплоты является окружающая среда, то процесс нужно проводить по изотерме $T = T_0$. Но для этого предварительно необходимо обратимо довести температуру рабочего тела до температуры окружающей среды, а этого можно достигнуть только в изоэнтропном процессе. Таким образом, в принятых условиях существует только один возможный путь обратимого перехода рабочего тела из его начального состояния в состояние равновесия с окружающей средой. Он представлен на рис. 1.25 последовательностью двух обратимых процессов: изоэнтропного 1–1′ и изотермного 1′–2.

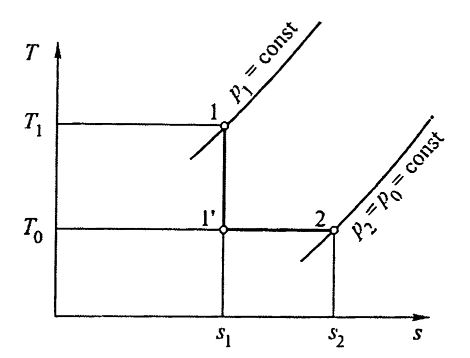



**Рис. 1.25.** $sT$- диаграмма для определения эксергии потока рабочего тела

Уравнение первого закона термодинамики для системы со стационарным потоком (1.176) имеет вид

$$\delta q = dh + \delta l_0. \tag{1.210}$$

После интегрирования в пределах некоторого термодинамического процесса 1–2

$$\int_1^2 \delta q = h_2 - h_1 + l_0^{max}, \tag{1.211}$$

или с учетом выражения (1.55), имеющего вид

$$dq = Tds, \tag{1.212}$$

получим для составного процесса 1–1′–2 выражение

$$T_0(s_2 - s_1) = (h_2 - h_{1'}) + (h_{1'} - h_1) + l_0^{max}, \tag{1.213}$$

откуда

$$l_0^{max} = (h_1 - h_2) + T_0(s_1 - s_2). \tag{1.214}$$

Принимая для удельной эксергии* обозначение $ex$ и заменив в последнем выражении индекс «2» на «0», получим по определению эксергии

$$ex_1 = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0). \tag{1.215}$$

Имея в виду, что начальное состояние рабочего тела может быть любым, и опустив в соответствии с этим индекс «1» , запишем

$$ex = h - h_0 - T(s - s_0). \tag{1.216}$$

---

* В литературе по термодинамике употребляются синонимы эксергии: полезная работа, работоспособность, техническая работоспособность.

Здесь $ex$ – эксергия потока рабочего тела с параметрами $p$, $v$, $T$; $h_0$ и $s_0$ – энтальпия и энтропия рабочего тела в состоянии термодинамического равновесия с окружающей средой.

По формуле видно, что эксергия является функцией состояния рабочего тела при заданных условиях в окружающей среде.

***Эксергия теплоты.*** Как было показано ранее, теплота не может полностью переходить в работу. Предельно возможным коэффициентом преобразования теплоты в работу является термический КПД цикла Карно, который однозначно определяется температурами теплоотдатчика $T_1$ и теплоприемника $T_2$:

$$\eta_{tK} = (T_1 - T_2) / T_1. \qquad (1.217)$$

При условии, что теплота подводится к рабочему телу от теплоотдатчика с постоянной температурой $T$, а теплоприемником является окружающая среда с постоянной температурой $T_0$, количество располагаемой теплоты $q$, умноженное на КПД соответствующего цикла Карно, дает величину эксергии этой теплоты:

$$ex_q = q(T - T_0) / T = q(1 - T_0 / T). \qquad (1.218)$$

Эксергия теплоты определяет теоретически возможное количество работы, которое может быть получено за счет располагаемого количества теплоты при условии, что теплоприемником служит окружающая среда. По выражению (1.218) видно, что эксергия теплоты не является функцией состояния и что эксергия определенного количества теплоты тем больше, чем выше температура теплоотдатчика.

## 1.5. Сжатие газов в компрессоре

Компрессор предназначен для сжатия и подачи потребителю газов или паров. Конструктивно компрессоры весьма разнообразны: поршневые, ротационные, центробежные, осевые, струйные и др. Газ (или пар), сжимаемый в компрессоре любой конструкции, представляет собой открытую термодинамическую систему, которая обычно рассматривается как система со стационарным потоком. Термодинамические соотношения, которыми описываются процессы в компрессорах различных конструкций, одинаковы.

Проведем термодинамический анализ рабочего процесса поршневого компрессора при условии, что в нем сжимается воздух, рассматриваемый как идеальный газ.

***Одноступенчатый поршневой компрессор*** (рис. 1.26, *а*) представляет собой цилиндр *1* с охлаждающей рубашкой *3*; внутри цилиндра движется поршень *2*. В крышке цилиндра имеются клапаны: впускной *5* и нагнетательный *4*. Поршень *2* имеет два крайних положения: в верхней мертвой точке (ВМТ) и нижней мертвой точке (НМТ). Рабочий объем $V_h$ цилиндра равен произведению расстояния между ВМТ и НМТ на площадь поршня. Объем $V_0$ между поршнем в ВМТ и крышкой цилиндра называется мертвым объемом. Обычно $V_0 = (0{,}04...0{,}10)\ V_h$.

При движении поршня *2* от НМТ влево впускной клапан *5* закрывается, и воздух, имеющийся в цилиндре, сжимается до давления, немного превышающего давление $p_3$ (см. $Vp$-диаграмму на рис. 1.26, *а*). Под действием этого перепада давлений сжатый воздух через клапан *4* поступает в воздушный ресивер (процесс нагнетания), при этом давление несколько понижается из-за потерь в нагнетатель-

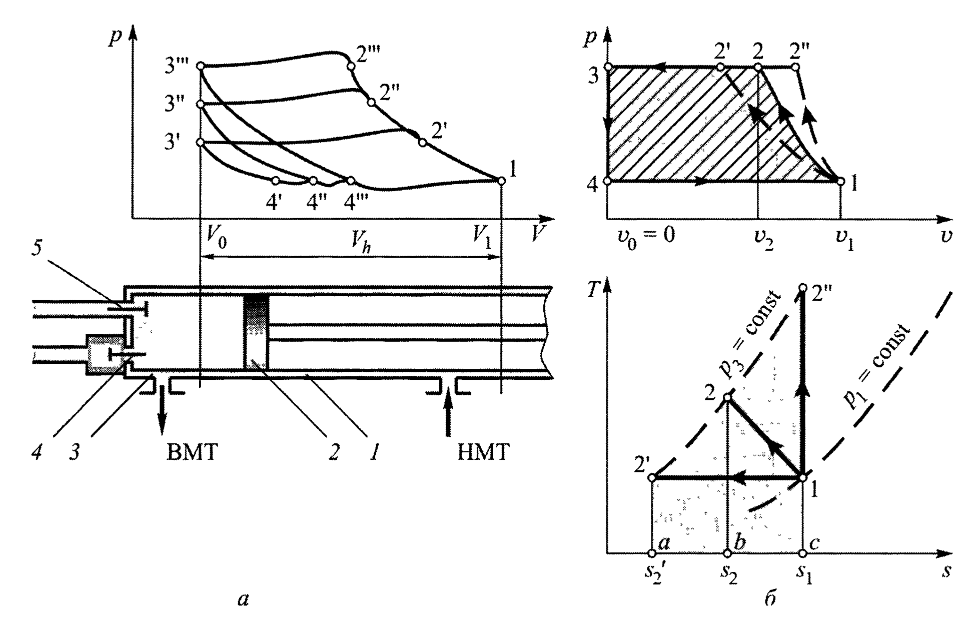



**Рис. 1.26.** Процесс одноступенчатого сжатия в компрессоре:
*а* – схема компрессора и *Vp*-диаграмма реального компрессора; *б* – *vp*- и *sT*-диаграммы идеального компрессора

ном клапане. При движении поршня в обратном направлении при закрытых клапанах воздух, оставшийся в мертвом объеме $V_0$, расширяется и давление в цилиндре падает. Когда давление станет немного ниже, чем давление $p_1$ в окружающей среде, открывается всасывающий клапан *5*, и в цилиндр поступает новая порция воздуха.

Поскольку часть рабочего объема заполняется расширяющимся воздухом мертвого объема, вводится понятие объемного КПД компрессора

$$\varepsilon_к = (V_1 - V_4) / (V_1 - V_0). \qquad (1.219)$$

По мере увеличения давления $p_2$ ($p_{2'''} > p_{2''} > p_{2'}$, см. рис. 1.26, *а*) уменьшается количество поступающего в компрессор воздуха ($V_1 - V_{4'''} < V_1 - V_{4''} < V_1 - V_{4'}$), объемный КПД $\varepsilon_к$ снижается, а температура сжатого воздуха возрастает. На значение $\varepsilon_к$ существенно влияет также значение мертвого объема $V_0$.

***Идеальный компрессор*** рассматривается при следующих допущениях: 1) мертвый объем отсутствует; 2) в процессах всасывания и нагнетания давление строго постоянно; 3) процесс сжатия воздуха протекает равновесно. Таким образом, в *vp*-диаграмме (рис. 1.26, *б*) линия 3–4 совпадает с осью ординат ($v_0 = 0$). На этой диаграмме 1–2″, 1–2′, 1–2 – различные термодинамические процессы сжатия воздуха; 2–3 – процесс нагнетания; 4–1 – процесс всасывания свежего заряда.

Основной задачей термодинамического анализа компрессора является определение затраты работы $l_к$ на получение 1 кг сжатого газа. Это количество работы определяется как алгебраическая сумма работ процессов всасывания, сжатия и нагнетания (см. рис. 1.26, *б*):

$$l_к = p_1 v_1 + \int_1^2 p dv - p_2 v_2. \qquad (1.220)$$

Поскольку $\int_1^2 pdv = \int_1^2 d(pv) - \int_1^2 vdp = p_2v_2 - p_1v_1 - \int_1^2 vdp$, то

$$l_к = -\int_{p_1}^{p_2} vdp. \tag{1.221}$$

Из этого выражения видно, что затрата работы ($l_к < 0$) приводит к повышению давления газа ($p_2 > p_1$) при $n > 0$. Работа $l_к$ называется технической работой компрессора или просто ***работой компрессора***. В $vp$-диаграмме она численно равна площади 12341 (см. рис. 1.26, *б*), которая выражает располагаемую работу (1.178), т. е.

$$l_к = l_0. \tag{1.222}$$

В $vp$- и $sT$-диаграммах в точке 1 (см. рис. 1.26, *б*) совмещены начала трех термодинамических процессов сжатия воздуха в одноступенчатом компрессоре: адиабатного 1–2″, политропного 1–2 и изотермного 1–2′ (температура воздуха сохраняется неизменной вследствие интенсивного охлаждения стенок цилиндра компрессора охлаждающей жидкостью). Из сравнения процессов очевидно, что повышая интенсивность охлаждения цилиндра, можно уменьшить работу, расходуемую на сжатие газа в компрессоре.

Если процесс 1–2 является политропным, то работа деформации воздуха, рассматриваемого как идеальный газ, подсчитывается по выражению (1.109); работа адиабатного сжатия – по (1.109) при $n = k$ и изотермного сжатия – по выражению (1.91). Исходя из этого, с учетом соотношений (1.222) и (1.179), получаем следующие выражения для работы одноступенчатого компрессора:

при политропном сжатии воздуха

$$|l_к| = np_1v_1[(p_2/p_1)^{(n-1)/n} - 1]/(n-1), \tag{1.223}$$

адиабатном

$$|l_к| = kp_1v_1[(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1]/(k-1), \tag{1.224}$$

изотермном

$$|l_к| = RT\ln(p_2/p_1). \tag{1.225}$$

Для определения удельной работы компрессора можно также воспользоваться уравнением (1.176). После интегрирования

$$l_к = l_{0-1-2} = q_{1-2} - \Delta h_{1-2}, \tag{1.226}$$

откуда в случае адиабатного сжатия

$$l_к = h_1 - h_{2''}, \tag{1.227}$$

политропного

$$l_к = q_{1-2} + h_1 - h_2, \tag{1.228}$$

изотермного

$$l_к = q_{1-2} = T(s_{2'} - s_1). \tag{1.229}$$

Для определения количества теплоты, отводимого в политропном процессе от сжимаемого воздуха в охлаждающую рубашку, можно воспользоваться формулой (1.103); тогда

$$q_{1-2} = c_v(n-k)(T_2 - T_1)/(n-1); \tag{1.230}$$

при изотермном процессе [см. выражение (1.91)]

$$q_{1-2} = RT\ln(p_2/p_1). \tag{1.231}$$

***Многоступенчатый компрессор.*** Для сжатия воздуха до высокого давления используются многоступенчатые компрессоры (рис. 1.27, *а*), между ступенями которых устанавливаются теплообменники *5* , обеспечивающие охлаждение воздуха, сжатого в предыдущей ступени. Атмосферный воздух через впускной клапан *3* засасывается в цилиндр *1* первой ступени, затем поршнем *2* сжимается политропно (процесс 1′–2′, рис. 1.28, *а*) и через клапан *4* подается в теплообменник *5*, где охлаждается при $p$ = const до начальной температуры (процесс 2′–1″ на рис.1.28, *а*) и через клапан *6* (см. рис. 1.27, *а*) впускается в цилиндр *10* второй ступени. Так как температура воздуха при неизменном давлении понижается, соответственно уменьшается и его удельный объем от $v_{2_1}$ до $v_{1_2}$ (см. $vp$-диаграмму, рис. 1.28, *а*). Затем охлажденный воздух поршнем *9* сжимается во второй ступени (см. процесс 1″–2″, рис. 1.28, *а*) и через клапан *7* (см. рис. 1.27, *а*) по каналу *8* нагнетается в ресивер. Благодаря промежуточному охлаждению воздуха достига-

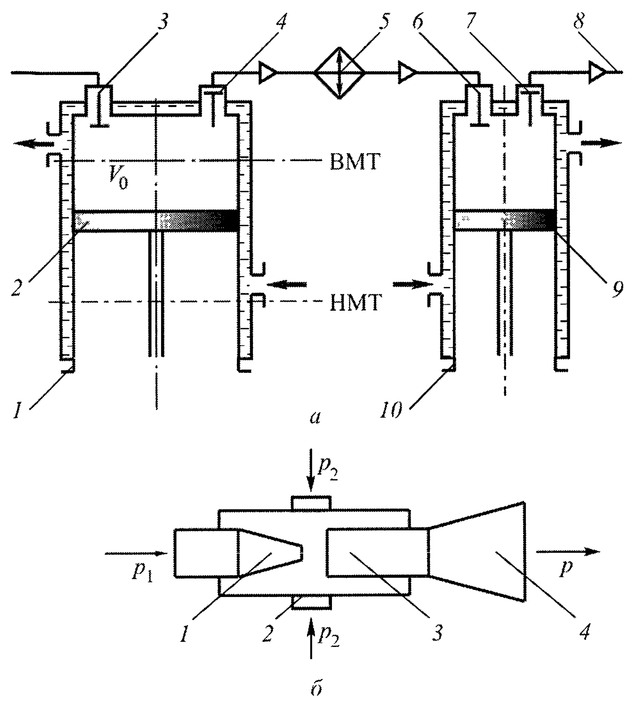



**Рис. 1.27.** Схемы:
*а* – поршневого двухступенчатого компрессора ; *б* – эжектора

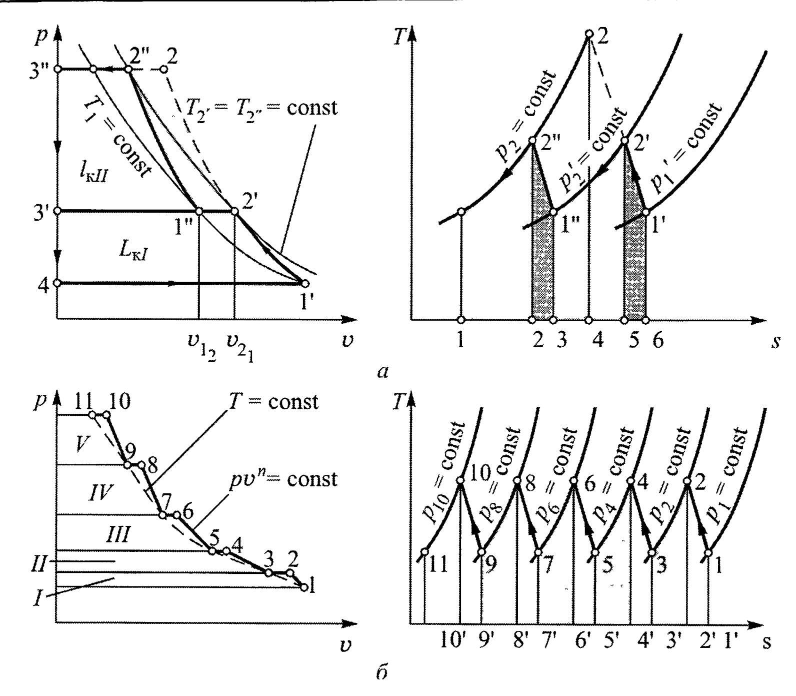



**Рис. 1.28.** *vp*- и *sT*-диаграммы процесса сжатия в многоступенчатом компрессоре: *а* – двухступенчатом; *б* – пятиступенчатом

ется выигрыш в работе, численно равный площади 1″2′22″1″ на *vp*-диаграмме (см. рис. 1.28, *а*).

Количество теплоты, отдаваемое воздухом в теплообменнике,

$$q = c_p(T_{2'} - T_{1''}) = h_{2'} - h_{1''} \tag{1.232}$$

определяется площадью под линией процесса 2′–1″ на *sT*-диаграмме, поэтому приближенно оно может быть найдено по формуле

$$q \approx 0{,}5(T_{2'} + T_{1''})(s_{2'} - s_{1''}).$$

Для достижения наименьшей работы, расходуемой на компрессор, при проектировании многоступенчатых компрессоров обычно стремятся выполнить несколько условий: обеспечить равенство между температурами газа на входе во все ступени компрессора, а также и на выходе из них; определенным образом распределить работу между ступенями.

Пусть, например, в двухступенчатом компрессоре (см. рис. 1.28, *а*) $x = p_2/p_{1'}$, $x_1 = p_{2'}/p_{1'}$, $x_2 = p_2/p_{2'}$, откуда

$$x = x_1 x_2. \tag{1.233}$$

Отношение давлений $x$ задается при проектировании компрессора.

При адиабатном сжатии газа в обеих ступенях компрессора в соответствии с (1.224)

$$l_{кI} = kp_{1'}v_{1'}(x_1^{(k-1)/k} - 1)/(k - 1) \tag{1.234}$$

и

$$l_{к2} = kp_{1''}v_{1''}(x_2^{(k-1)/k} - 1)/(k-1). \quad (1.235)$$

Если выполняется условие равенства температур начала сжатия в обеих ступенях компрессора, то $p_{1'}v_{1'} = p_{1''}v_{1''} = RT_{1'}$. С учетом выражения (1.233) вся работа

$$l_{к\Sigma} = kRT_{1'}[x_1^{(k-1)/k} + (x/x_1)^{(k-1)/k} - 2]/(k-1), \quad (1.236)$$

затрачиваемая на сжатие газа, будет минимальной при выполнении условия $dl_{к\Sigma}/dx_1 = 0$. После дифференцирования получим

$$[(k-1)\,x_1^{-1/k} - (k-1)\,x^{(k-1)/k}\,x_1^{(1-2k)/k}]\,/\,k = 0,$$

откуда

$$x_1 = \sqrt{x}. \quad (1.237)$$

Из соотношений (1.233) и (1.237) следует $x_2 = \sqrt{x}$. Так как $p_{1'}\,v_{1'} = p_{1''}\,v_{1''}$ и $x_1 = x_2$, то в соответствии с формулами (1.234) и (1.235) $l_{к1} = l_{к2}$ и $l_{к\Sigma} = 2l_к$.

Аналогичным образом получено, что для $m$ ступеней компрессора распределение давления между ступенями должно быть таким, чтобы выполнялось условие

$$x_1 = x_2 = \ldots = x_m = \sqrt[m]{x}. \quad (1.237а)$$

На рис. 1.28, *б* в $vp$- и $sT$-диаграммах показан процесс политропного сжатия газа в пятиступенчатом компрессоре. Вследствие охлаждения воздуха в четырех промежуточных холодильниках общий процесс 1–2–3–4–5–6 и далее приближается к изотермному сжатию (штриховая линия на рис. 1.28, *б*), что дает экономию в работе, а также уменьшает температуру в конце сжатия по сравнению с политропным сжатием в одноступенчатом компрессоре до того же конечного давления.

Количество теплоты, переданное воздухом в промежуточных холодильниках, может быть найдено по $sT$-диаграмме (см. рис. 1.28, *б*). В многоступенчатом компрессоре $p_2 = xp_1$; $p_4 = x^2p_1$; $p_6 = x^3p_1$ и т. д. Суммарная работа, расходуемая на сжатие воздуха от начального $p_н$ до конечного $p_к$ давления, равна $l_{к\Sigma} = ml_к$. Диаметры цилиндров ступеней компрессора уменьшаются по мере увеличения давления сжимаемого воздуха. Соотношения между объемами цилиндров нетрудно получить, так как точки 1, 3, 5 и 7 расположены на одной изотерме. В связи с этим $v_3 = v_1(p_1/p_3) = v_1/x$; $v_5 = v_3(p_3/p_5) = v_3/x = v_1/x^2$ и т. д.

***Эжектором*** (струйным компрессором) называется устройство, предназначенное для сжатия газа (или пара) за счет энергии другого, так называемого рабочего (высоконапорного) газа (или жидкости) в процессе их смешения. Участвующее в работе эжектора количество рабочего газа, смешиваясь с газом, подлежащим сжатию, входит в общее количество получаемого сжатого газа. По виду рабочей и сжимаемой сред эжекторы подразделяются на различные типы: газо-газовые, парогазовые, газожидкостные и т. п. Парожидкостный эжектор обычно называют инжектором. Эжекторы характеризуются наличием больших потерь при смешении потоков и соответственно низким КПД.

Преимуществом эжекторов является компактность и отсутствие движущихся частей, но низкий КПД и необходимость иметь источник газа высокого давления ограничивают их применение.

Принципиальная схема эжектора изображена на рис. 1.27, *б*. К соплу *1* подводится рабочий газ (или пар), имеющий высокое давление $p_1$. После расширения в сопле до давления, несколько меньшего, чем давление $p_2$, рабочий газ с высокой скоростью поступает в камеру смешения *3*. Туда же через патрубки *2* под действием разности давлений всасывается подлежащий сжатию газ. После смешения газовый поток направляется в диффузор* *4*, в котором происходит преобразование его кинетической энергии в энергию давления. Для выравнивания поля скоростей перед входом в диффузор длина камеры смешения должна быть равна примерно десяти диаметрам.

Необходимый для работы эжектора высоконапорный газ или пар получают различными способами. Например, в холодильной технике он создается в специальном котле (см. далее рис. 1.42).

## 1.6. Термодинамические циклы тепловых двигателей с газообразным рабочим телом

В этом разделе рассматриваются циклы поршневых, газотурбинных и реактивных двигателей, рабочим телом в которых являются продукты сгорания топлива. Для термодинамического анализа реальные рабочие процессы этих двигателей схематизируют, принимая следующие допущения:

все процессы обратимы и составляют обратимый круговой процесс – ***термодинамический цикл***;

тепловыделение за счет сгорания топлива рассматривают как подвод теплоты к рабочему телу от источника с высокой температурой, а выпуск горячих продуктов сгорания в атмосферу – как отвод теплоты от рабочего тела к источнику с низкой температурой;

все процессы протекают с одним и тем же количеством рабочего тела, рассматриваемого как идеальный газ, теплоемкость которого не зависит от температуры и химический состав постоянен.

### Обобщенный термодинамический цикл тепловых двигателей

Термодинамические циклы различных тепловых двигателей могут рассматриваться как частные случаи обобщенного цикла (рис. 1.29, *а*, *б*), подвод теплоты в котором происходит сначала по изохорному процессу 2–3, а затем по изобарному 3–4. Отвод теплоты от рабочего тела осуществляется вначале по изохорному процессу 5–6, а затем по изобарному 6–1. Сжатие и расширение рабочего тела происходят адиабатно.

Обобщенный цикл характеризуется следующими параметрами:

***степень сжатия*** рабочего тела

$$\varepsilon = v_1 / v_2;$$

***степень повышения давления*** в изохорном процессе подвода теплоты

$$\lambda = p_3 / p_2;$$

* Если скорость истечения газа из сопла $w \le w_к$, то диффузор должен быть расширяющимся, если $w > w_к$, то – суживающимся или составным.

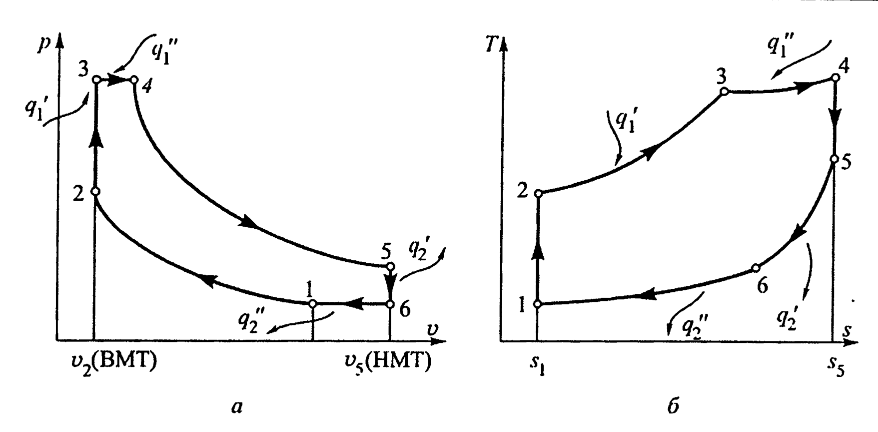



**Рис. 1.29.** Диаграммы обобщенного цикла тепловых двигателей: *а* – рабочая; *б* – тепловая

***степень предварительного расширения*** в изобарном процессе подвода теплоты

$$\rho = v_4 / v_2;$$

***степень падения давления*** в изохорном процессе отвода теплоты

$$\lambda_p = p_5 / p_6;$$

***степень сокращения объема*** в изобарном процессе отвода теплоты

$$\varepsilon_v = v_6 / v_1.$$

Удельное количество теплоты, подведенное к рабочему телу в обобщенном цикле от горячего источника, $q_1 = q_1' + q_1''$. Удельное количество теплоты, отведенное от рабочего тела, $q_2 = q_2' + q_2''$. Следовательно,

и
$$\left.\begin{aligned} q_1 &= c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) \\ q_2 &= c_v(T_5 - T_6) + c_p(T_6 - T_1). \end{aligned}\right\} \quad (1.238)$$

Эти величины могут быть подсчитаны через параметры цикла. Поскольку процесс 1–2 адиабатный, то $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}$ и

$$T_2 = T_1\,\varepsilon^{k-1}. \quad (1.239)$$

Для изохорного процесса 2–3 $T_3/T_2 = p_3/p_2 = \lambda$, $T_3 = \lambda T_2$ или с учетом формулы (1.239)

$$T_3 = T_1\lambda\varepsilon^{k-1}. \quad (1.240)$$

В изобарном процессе 3–4 $T_4 / T_3 = v_4/v_3 = \rho$, поэтому $T_4 = \rho T_3$ или с учетом формулы (1.240)

$$T_4 = T_1\lambda\rho\varepsilon^{k-1}. \quad (1.241)$$

Процесс 5–6 отвода теплоты изохорный, $T_5/T_6 = p_5/p_6 = \lambda_p$ и

$$T_5 = \lambda_p\,T_6. \quad (1.242)$$

Процесс 6–1 отвода теплоты изобарный, поэтому $T_6/T_1 = v_6/v_1 = \varepsilon_v$ и

$$T_6 = \varepsilon_v T_1. \tag{1.243}$$

С учетом выражения (1.243) формулу (1.242) представим так:

$$T_5 = \varepsilon_v \lambda_p T_1. \tag{1.244}$$

С помощью соотношений (1.239) – (1.241), (1.243) и (1.244) уравнения (1.238) преобразуем к виду

$$q_1 = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \tag{1.245}$$

и

$$q_2 = c_v T_1 [\varepsilon_v(\lambda_p - 1) + k(\varepsilon_v - 1)]. \tag{1.246}$$

Термический КПД обобщенного цикла определяется по формуле (1.113), которая, с учетом выражений (1.245) и (1.246), приводится к виду

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\varepsilon_v(\lambda_p - 1) + k(\varepsilon_v - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \tag{1.247}$$

Работа обобщенного цикла

$$\begin{aligned} l_ц = q_1 - q_2 = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1) - \\ - \varepsilon_v(\lambda_p - 1)/\varepsilon^{k-1} - k(\varepsilon_v - 1)/\varepsilon^{k-1}], \end{aligned} \tag{1.248}$$

или после некоторых преобразований

$$l_ц = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\eta_t = q_1\eta_t. \tag{1.249}$$

Здесь $\eta_t$ определяется выражением (1.247). Формулы (1.247) и (1.249) позволяют найти $\eta_t$ и $l_ц$ для каждого частного случая обобщенного цикла.

## Циклы поршневых двигателей

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) работают по различным циклам (рис. 1.30): смешанному (*а*); с подводом теплоты при постоянном объеме (*б*); с подводом теплоты при постоянном давлении (*в*). На рис. 1.30, *г* изображен также цикл двигателя Стирлинга (поршневой двигатель с внешним подводом теплоты).

Смешанный цикл является термодинамическим циклом так называемых бескомпрессорных ДВС с самовоспламенением топлива от сжатия. Сравнение обобщенного цикла (см. рис. 1.29) со смешанным (см. рис. 1.30, *а*) показывает, что в смешанном цикле $\varepsilon_v = 1$. Параметр $\lambda_p = p_5/p_1$ может быть преобразован так:

$$\lambda_p = \frac{p_5 p_4}{p_4 p_1} = \left[\frac{v_4}{v_5}\right]^k \frac{p_4}{p_1} = \left[\frac{v_4 v_3}{v_3 v_1}\right]^k \frac{p_4 p_2}{p_2 p_1}.$$

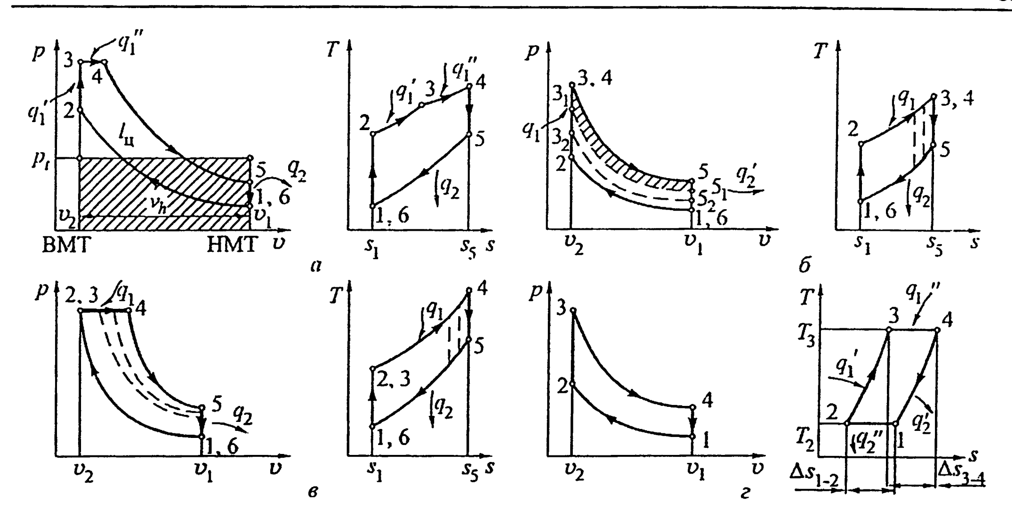



**Рис. 1.30.** Диаграммы циклов ДВС и двигателя Стирлинга:
*а* – со смешанным подводом теплоты; *б* – с подводом теплоты при $V = \text{const}$; *в* – с подводом теплоты при $p = \text{const}$; *г* – Стирлинга

Поскольку $v_4 / v_3 = \rho$, $v_1 / v_2 = v_1 / v_3 = \varepsilon$, $p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^k = \varepsilon^k$ и $p_4 / p_2 = \lambda$, то $\lambda_p = \lambda \rho^k$. С учетом полученного соотношения, термический КПД смешанного цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \tag{1.250}$$

Работа $l_ц$ смешанного цикла определяется формулой (1.249), в которой $\eta_t$ подсчитывается по уравнению (1.250), а $q_1$ – по уравнению (1.245).

Одним из важнейших показателей работы ДВС является среднее цикловое давление $p_t$, определяемое отношением удельной работы цикла $l_ц$ к удельному рабочему объему цилиндра двигателя (см. рис. 1.30, *а*):

$$p_t = l_ц / v_h = l_ц / (v_1 - v_2). \tag{1.251}$$

С учетом выражений (1.249), (1.76) и (1.96) после преобразований получим

$$p_t = p_2 [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_t / [(k - 1)(\varepsilon - 1)], \tag{1.252}$$

где $\eta_t$ определяется из выражения (1.250).

В ДВС с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием рабочей смеси около ВМТ время сгорания топлива (бензина) очень мало, поэтому можно принять, что процесс подвода теплоты осуществляется при постоянном объеме (см. рис. 1.30, *б* ). В этом цикле $v_4 = v_2$, поэтому $\rho = 1$, и формула (1.250) преобразуется к виду

$$\eta_t = 1 - 1 / \varepsilon^{k-1}, \tag{1.253}$$

который определяет термический КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме. Он тем больше, чем больше степень сжатия $\varepsilon$ и показатель адиабаты $k$. Однако степень сжатия в бензиновых ДВС ограничивается во избежание взрывного сгорания (детонации).

Нагрузка на двигатель характеризуется количеством подводимой к рабочему телу теплоты. Для цикла с подводом теплоты при постоянном объеме

$$q_1 = c_v T_2(\lambda - 1).$$

Следовательно, удельная тепловая нагрузка при заданных значениях $c_v$ и $T_2$ увеличивается с ростом степени повышения давления $\lambda$ и не зависит от степени сжатия. Термический КПД рассматриваемого цикла при изменении нагрузки не меняется. На рис. 1.30, *б* штриховыми линиями показаны процессы расширения рабочего тела при снижении удельной тепловой нагрузки.

В соответствии с формулой (1.251) среднее давление цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$

$$p_t = p_2(\lambda - 1)\eta_t / [(\varepsilon - 1)(k - 1)],$$

где $\eta_t$ определяется формулой (1.253). С увеличением количества подведенной теплоты (ростом $\lambda$) среднее давление цикла повышается.

В так называемых компрессорных ДВС с воспламенением от сжатия (устаревший тип ДВС) процесс подвода теплоты к рабочему телу принимается изобарным (см. рис. 1.30, *в*). Из сравнения рис. 1.30, *а* и *в* видно, что в цикле с подводом теплоты при постоянном давлении $p_3 = p_2$, поэтому $\lambda = 1$, и выражение (1.250) преобразуется к виду

$$\eta_t = 1 - (\rho^k - 1) / [\varepsilon^{k-1} k(\rho - 1)]. \qquad (1.254)$$

Полученное выражение показывает, что термический КПД рассматриваемого цикла увеличивается при возрастании степени сжатия $\varepsilon$ и уменьшается при повышении степени предварительного расширения $\rho$. При росте количества подведенной теплоты величина $\rho$ возрастает, а $\varepsilon$ остается неизменной (см. рис. 1.30, *в*), следовательно, термический КПД цикла уменьшается.

Среднее давление цикла определяется формулой (1.252), если принять $\lambda = 1$:

$$p_t = p_2 k(\rho - 1)\eta_t / [(\varepsilon - 1)(k - 1)].$$

Здесь $\eta_t$ рассчитывается по формуле (1.254).

На рис. 1.30, *г* изображен термодинамический цикл двигателя Стирлинга. В этом двигателе подвод теплоты к рабочему телу от внешнего источника и отвод теплоты от рабочего тела в окружающую среду осуществляется через теплопроводящие стенки. Рабочее тело находится в замкнутом пространстве, представляющем собой цилиндр, разделенный на холодную и горячую полости, каждая из которых сообщается с теплообменником-регенератором, имеющим большую теплоемкость. Перемещение рабочего тела из одной полости в другую и обратно через регенератор осуществляется двумя поршнями, движением которых управляет специальный механизм. Регенератор периодически то нагревается, воспринимая теплоту от рабочего тела, то охлаждается, отдавая теплоту рабочему телу.

Действие двигателя Стирлинга условно может быть разделено на четыре процесса. Процесс 3–4 – изотермическое расширение рабочего тела в горячей полости при подводе к нему теплоты от внешнего источника ($q_1''$ на рис. 1.30, *г*). В изохорном процессе 4–1 рабочее тело перетекает из горячей полости в холодную через регенератор, отдавая ему теплоту $q_2'$. Процесс 1–2 – изотермическое сжатие рабочего тела в холодной полости при отводе от него теплоты в окружающую среду $q_2''$. В изохорном процессе 2–3 рабочее тело перетекает из холодной полости в горячую через регенератор, воспринимая от него теплоту (при идеальном регенераторе $q_1' = |q_2'|$), и цикл повторяется.

Удельная работа цикла Стирлинга

$$l_ц = q_1' + q_1'' - |q_2'| - |q_2''|.$$

По условию регенерации теплоты $q_1' = |q_2'|$, следовательно, $l_ц = q_1'' - |q_2''|$.

Изменение энтропии в изотермных процессах

$$\Delta s_{3-4} = R\ln(v_4 / v_3);\ |\Delta s_{1-2}| = R\ln(v_2 / v_1).$$

Поскольку $v_1 = v_4$ и $v_2 = v_3$, то $\Delta s_{3-4} = |\Delta s_{1-2}| = \Delta s_T$. С учетом изложенного

$$l_ц = q_1'' - |q_2''| = T_3\Delta s_{3-4} - T_1|\Delta s_{1-2}| = (T_3 - T_1)\,\Delta s_T.$$

Удельное количество теплоты, передаваемое рабочему телу от внешнего источника, $q_1'' = T_3\,\Delta s_T$, следовательно, термический КПД цикла Стирлинга

$$\eta_t = l_ц / q_1'' = (T_3 - T_1) / T_3 = 1 - T_1 / T_3,$$

т. е. термический КПД цикла Стирлинга равен термическому КПД цикла Карно.

Конструктивно двигатели Стирлинга весьма разнообразны. Обратный цикл Стирлинга используется в криогенных установках.

## Циклы газотурбинных установок

Основными элементами газотурбинной установки (ГТУ) являются компрессор, турбина, камера сгорания и потребитель энергии. В зависимости от того, как организовано сгорание топлива, ГТУ подразделяют на установки с подводом теплоты к рабочему телу при $p = \text{const}$ (рис. 1.31, *а*) и при $V = \text{const}$ (рис. 1.31, *б*). Чаще используют установки первого типа.

На рис. 1.31, *а* процесс 1–2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре; 3–4 – изобарный подвод теплоты к рабочему телу в количестве $q_1$ в камере сгорания; 4–5 – адиабатное расширение продуктов сгорания топлива в турбине до давления окружающей среды. Изобарный процесс 6–1 – процесс отвода теплоты в количестве $q_2$ (выпуск продуктов сгорания в окружающую среду). Сравнение рис. 1.31, *а* и рис. 1.29 показывает, что в рассматриваемом цикле $\lambda_p = \lambda = 1$. Формула (1.247) в этом случае получает вид

$$\eta_t = 1 - (\varepsilon_v - 1) / [\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)].$$

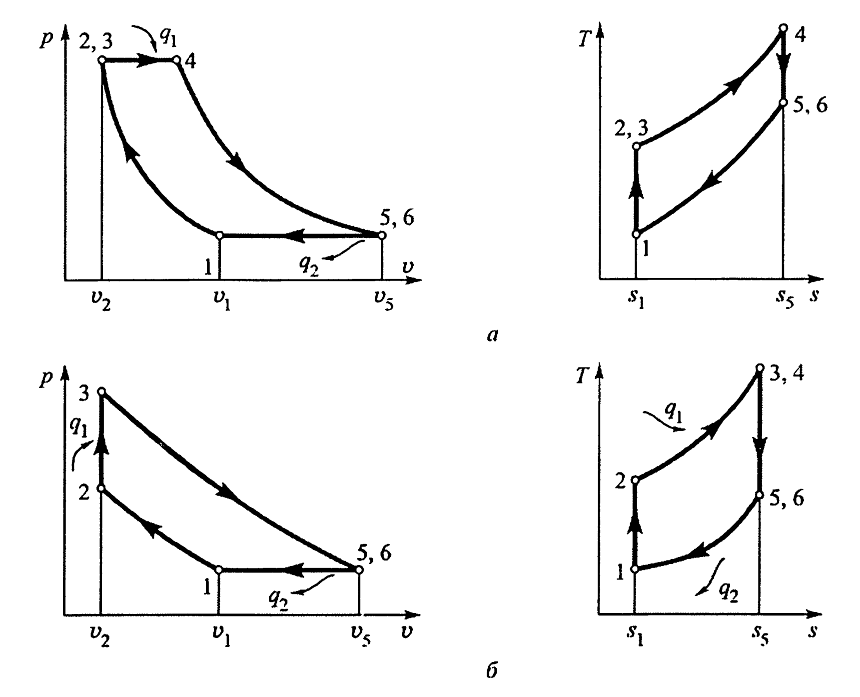



**Рис. 1.31.** Диаграммы циклов ГТУ с подводом теплоты:
*а* – при $p = \text{const}$; *б* – при $V = \text{const}$

Но параметр $\varepsilon_v = v_6/v_1 = v_5/v_1$ в рассматриваемом цикле может быть преобразован так, что

$$\varepsilon_v = \frac{v_5 v_4}{v_1 v_4} = \left[\frac{p_4}{p_5}\right]^{1/k} \frac{v_4 v_2}{v_2 v_1} = \left[\frac{p_4 p_2}{p_2 p_5}\right]^{1/k} \frac{v_4 v_2}{v_2 v_1}.$$

Поскольку $p_4/p_2 = \lambda = 1$; $p_2/p_5 = p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k = \varepsilon^k$; $v_4/v_2 = \rho$; $v_2/v_1 = 1/\varepsilon$, то $\varepsilon_v = \rho$. Таким образом, для рассматриваемого цикла термический КПД $\eta_t$ определяется формулой (1.253).

При рассмотрении циклов ГТУ часто вместо степени сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$ используется параметр $\pi_к = p_2/p_1$, характеризующий увеличение давления воздуха при сжатии в компрессоре. Из (1.98) следует, что $\pi_к = \varepsilon^k$, поэтому термический КПД

$$\eta_t = 1 - 1/\pi_к^{(k-1)/k}.$$

В соответствии с формулой (1.249) при $\lambda_p = 1$, $\lambda = 1$ и $\varepsilon_v = \rho$ и при учете соотношения $c_v = R/(k-1)$ удельная работа цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = \text{const}$

$$l_ц = p_2 v_2 (\rho - 1) k \eta_t / (k - 1), \tag{1.255}$$

где $\eta_t$ определяется по формуле (1.253).

Цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты показан на рис. 1.31, *б*. Так как в данном цикле $\lambda_p = 1$, $\rho = 1$ и $\varepsilon_v = \dfrac{v_5}{v_1} = \dfrac{v_4 v_5}{v_4 v_1} = \left[\dfrac{p_4}{p_5}\right]^{1/k} \left[\dfrac{p_4 p_2}{p_2 p_5}\right]^{1/k} \dfrac{v_2}{v_1} = \lambda^{1/k}$, то формула (1.247) принимает вид

$$\eta_t = 1 - k\,(\lambda^{1/k} - 1)/[\varepsilon^{k-1}\,(\lambda - 1)]. \qquad (1.256)$$

Полученное выражение показывает, что термический КПД цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты увеличивается при росте степени повышения давления $\lambda$ и степени сжатия $\varepsilon$.

С помощью формулы (1.249) можно определить удельную работу рассматриваемого цикла. При $\lambda_p = 1$, $\rho = 1$, $\varepsilon_v = \lambda^{1/k}$

$$l_ц = p_2 v_2 (\lambda - 1)\,\eta_t/(k - 1), \qquad (1.257)$$

где $\eta_t$ определяется выражением (1.256).

Газотурбинные установки могут работать и по замкнутому циклу, когда в контуре установки постоянно циркулирует некоторое количество какого-нибудь газа, а теплота к нему подводится от внешнего источника.

## Циклы комбинированных двигателей

Одним из направлений повышения экономичности и увеличения мощности поршневых ДВС является создание комбинированных двигателей (КДВС), представляющих собой комплекс взаимодействующих поршневого двигателя, газовой турбины и компрессора. Наиболее распространенными являются схемы КДВС, в которых поршневой двигатель имеет газовую (а не механическую) связь с турбиной и компрессором. При этом турбина и компрессор могут быть жестко соединены между собой.

В поршневых ДВС выпуск газов в атмосферу начинается при давлении рабочего тела, значительно превышающем давление среды (см. процесс 5–6 на рис. 1.30), что уменьшает возможную работу цикла. Применение газовой турбины, работающей на выпускных газах поршневого двигателя, дает возможность продолжить расширение рабочего тела на лопатках турбины до давления окружающей среды, а значит получить дополнительное количество положительной работы. Эта возможность и используется в комбинированных двигателях.

В зависимости от типа используемой турбины комбинированные двигатели подразделяются на двигатели с импульсной турбиной (подвод теплоты к рабочему телу турбины при $v = \text{const}$) и двигатели с турбиной постоянного давления (подвод теплоты при $p = \text{const}$).

При формировании термодинамического цикла комбинированного двигателя с импульсной турбиной потерями на перетекание рабочего тела от поршневой части установки к турбине пренебрегают и рассматривают процесс 4–5 (рис. 1.32, *а*) адиабатного расширения рабочего тела в поршневом двигателе продолжающимся на лопатках турбины (процесс 5–6). Отвод теплоты в окружающую среду осуществляется в изобарном процессе 6–7, после чего происходит предварительное сжатие рабочего тела в компрессоре (процесс 7–1). Таким образом, в цилиндры порш-

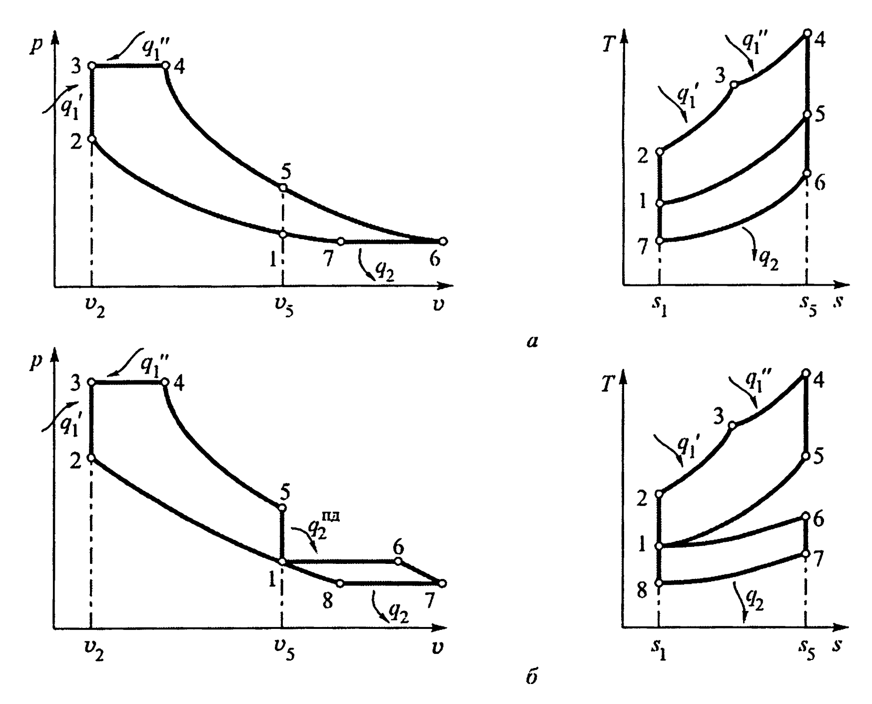



**Рис. 1.32.** Диаграммы циклов комбинированных двигателей:
*а* – с импульсной турбиной; *б* – с турбиной постоянного давления

невого двигателя поступает рабочее тело при давлении, превышающем давление окружающей среды.

Сопоставление циклов на рис. 1.30, *а* и 1.31, *б* с циклом комбинированного двигателя на рис. 1.32, *а* показывает, что последний представляет собой совокупность цикла поршневого двигателя и цикла ГТУ с подводом теплоты при $v = \text{const}$. Термический КПД такого цикла определяется формулой

$$\eta_t = 1 - k\,(\rho\lambda^{1/k} - 1)/\{\varepsilon_0^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\}, \qquad (1.258)$$

где $\varepsilon_0 = (v_1/v_2)(v_7/v_1) = \varepsilon\varepsilon_к$ – общая степень сжатия; $\varepsilon_к$ – степень сжатия в компрессоре; $\varepsilon$ – степень сжатия в поршневом двигателе.

При использовании турбины постоянного давления цикл комбинированного двигателя представляет собой совокупность циклов, изображенных на рис. 1.30, *а* и 1.31, *а*. В цикле (рис. 1.32, *б*) количество теплоты $q_2$ (процесс 5–1) подводится к рабочему телу газовой турбины при $p = \text{const}$ (процесс 1–6). Адиабатное расширение рабочего тела продолжается на лопатках турбины (процесс 6–7); процесс 7–8 – изобарный отвод количества теплоты $q_2$ в окружающую среду; процесс 8–1 – адиабатное сжатие рабочего тела в компрессоре. Термический КПД такого цикла определяется выражением

$$\eta_t = 1 - (\lambda\rho^k - 1)/\{\varepsilon_0^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\}. \qquad (1.259)$$

Сопоставление выражений (1.258) и (1.259) показывает, что термический КПД цикла комбинированного двигателя с импульсной турбиной, использующей кинетическую энергию отработавших газов, больше, чем КПД цикла комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления.

## Циклы реактивных двигателей

В реактивном двигателе химическая энергия топлива преобразуется в кинетическую энергию газового потока; тяга двигателя создается прямой реакцией вытекающей из сопла газовой струи. Реактивные двигатели подразделяют на воздушно-реактивные (ВРД), в которых в качестве окислителя при сгорании топлива используется кислород атмосферного воздуха, и ракетные (РД), в которых и топливо, и окислитель находятся на борту.

Термодинамические процессы, составляющие цикл воздушно-реактивного двигателя, осуществляются в нескольких конструктивных элементах. Одной из наиболее распространенных разновидностей ВРД является турбокомпрессорный воздушно-реактивный двигатель (ТКВРД). Первоначальное сжатие поступающего из атмосферы воздуха происходит в диффузоре (процесс 1–1′, рис. 1.33, *а*), затем продолжается в компрессоре (процесс 1′–2). Сжатый до давления $p_2$ воздух подается в камеры сгорания, где при постоянном давлении к нему подводится удельное количество теплоты $q_1$ (процесс 2–4). Из камер сгорания газы подаются на лопатки газовой турбины, где частично расширяются (процесс 4–4′) без теплообмена с

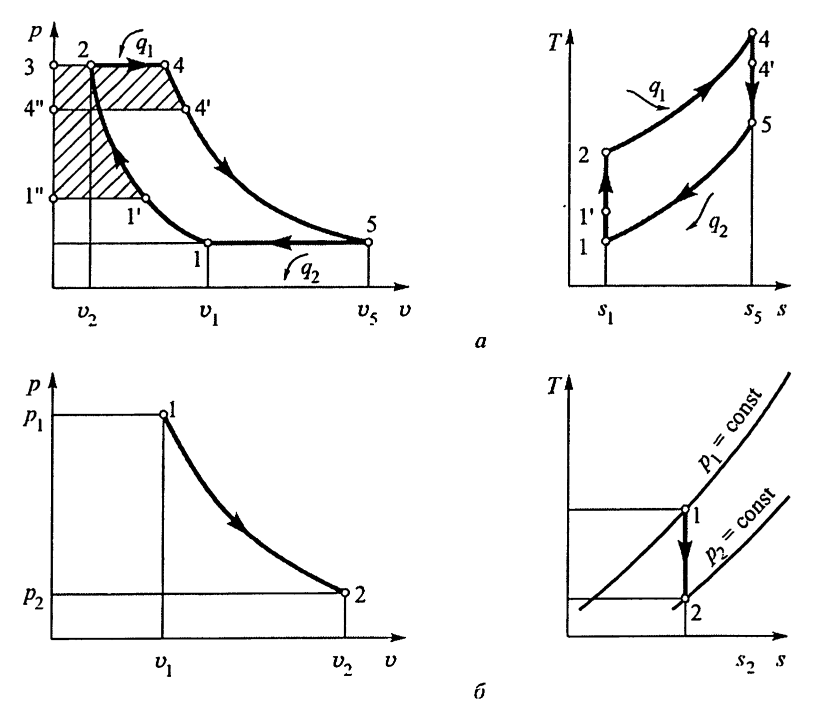



**Рис. 1.33.** Диаграммы циклов реактивных двигателей:
*а* – цикл турбокомпрессорного ВРД с подводом теплоты при $p$ = const; *б* – процесс истечения рабочего тела из сопла ЖРД

внешней средой. Располагаемая работа турбины, численно равная площади 344′4″ в $vp$-диаграмме, расходуется на сжатие воздуха в компрессоре (площадь 1″1′23). Дальнейшее адиабатное расширение газов (процесс 4′–5) происходит в реактивном сопле до давления окружающей среды (точка 5). Горячие выпускные газы охлаждаются при давлении среды, отдавая ей удельное количество теплоты $q_2$ (процесс 5–1).

Сравнение термодинамических циклов (см. рис. 1.31, *а* и рис. 1.33, *а*) показывает, что они полностью совпадают. Поэтому термический КПД цикла ТКВРД определяется формулой (1.253), а работа – формулой (1.255).

Воздушно-реактивные двигатели, относящиеся к бескомпрессорным, подразделяют на прямоточные (сгорание топлива при $p$ = const) и пульсирующие (сгорание топлива при $V$ = const). В зависимости от скорости движения реактивного аппарата возможны две схемы прямоточного ВРД: для сверхзвуковых и для дозвуковых скоростей полета.

При сверхзвуковых скоростях полета воздух попадает во входной канал двигателя со сверхзвуковой скоростью. Для наиболее полного преобразования скоростного напора в давление в сверхзвуковых двигателях используют диффузоры сложной формы с конической иглой (сверхзвуковые диффузоры). Форма канала, образуемая диффузором и иглой, позволяет снизить скорость воздуха и повысить его давление до уровня, необходимого для сжигания топлива в камере сгорания. Процесс сжатия воздуха 1–2 (см. рис. 1.33, *а*) является адиабатным. В камере сгорания происходит подвод теплоты к рабочему телу при постоянном давлении $p_2$ (процесс 2–4), после чего в реактивном сопле осуществляется адиабатное расширение газов (процесс 4–5) до давления окружающей среды. Процесс 5–1 отдачи теплоты от рабочего тела окружающей среде — изобарный.

Для сжатия воздуха в прямоточном ВРД при дозвуковых скоростях полета достаточно иметь только расширяющийся канал (дозвуковой диффузор). Диаграмма цикла прямоточного ВРД как для дозвуковых, так и для сверхзвуковых скоростей по форме совпадает с диаграммой цикла ТКВРД.

Для осуществления процесса горения топлива при $V$ = const, т. е. в так называемом пульсирующем ВРД, необходимо иметь распределительное клапанное устройство, при помощи которого в определенные моменты камера сгорания может быть отделена от диффузора и сопла, что обеспечивает сгорание топлива в изолированном объеме. Термодинамический цикл пульсирующего ВРД совпадает с циклом, показанным на рис. 1.31, *б*. Воздух сжимается в диффузоре адиабатно (процесс 1–2), сгорание рабочей смеси осуществляется изохорно (процесс 2–3). Продукты горения при движении в конфузоре и выпускной трубе расширяются адиабатно до давления окружающей среды (процесс 4–5), затем происходит изобарный процесс охлаждения – отдача теплоты от рабочего тела окружающей среде (процесс 5–1). Термический КПД цикла пульсирующего ВРД определяется по формуле (1.256), а работа цикла – по формуле (1.257).

Ракетные двигатели подразделяют на жидкостные (ЖРД) и твердотопливные (ТРД). В камеру сгорания ЖРД специальными насосами подаются жидкое топливо и жидкий окислитель. Образовавшиеся при сгорании топлива газообразные продукты при движении по соплу расширяются по адиабате 1–2 (рис. 1.33, *б*). При работе ЖРД на расчетном режиме давление газов на срезе сопла (точка 2) оказывается равным давлению внешней среды.

Термический КПД цикла ЖРД можно рассчитать как отношение полезной удельной работы

$$l_{ЖРД} = h_1 - h_2$$

к удельному количеству теплоты $q_1$. Процесс 1–2 является процессом адиабатного истечения рабочего тела во внешнюю среду. В соответствии с этим, пренебрегая скоростью продуктов сгорания на входе в сопло, по формуле (1.48а) получим

$$l_{ЖРД} = 0{,}5w^2,$$

где $w$ – скорость истечения рабочего тела из сопла.

Таким образом, термический КПД ЖРД можно представить в виде

$$\eta_t = 0{,}5\, w^2 / q_1'. \quad (1.260)$$

В ракетных двигателях твердого топлива (ТРД) до начала химической реакции весь запас топлива (заряд) находится в камере сгорания. Заряд представляет собой шашки, содержащие все химические элементы, необходимые для полного сгорания (т. е. горючее и окислитель). При воспламенении топлива (при пуске двигателя) образуются газы (продукты сгорания), которые, расширяясь по адиабате 1–2 (см. рис. 1.33, *б*), выбрасываются через сопло с большой скоростью и создают реактивную тягу.

## Методы анализа эффективности термодинамических циклов

Степень совершенства произвольного обратимого цикла, осуществленного в некотором интервале температур, характеризует отношение $\eta_t/\eta_{tК}$, где $\eta_t$ – термический КПД произвольного цикла, $\eta_{tК}$ – термический КПД соответственного цикла Карно. При этом соответственным называется цикл Карно, осуществленный в том же интервале температур и в таком же интервале энтропий (зависящем от параметров исследуемого цикла).

Чем больше значение отношения $\eta_t/\eta_{tК}$, тем совершеннее произвольный цикл. Значение этого отношения можно оценить по $sT$-диаграмме (см. рис. 1.13).

Другим методом анализа эффективности циклов является нахождение для исследуемых циклов эквивалентных циклов Карно и последующее их сравнение между собой. Этот метод предложен В.С. Мартыновским.

Удельные количества теплоты, входящие в выражение (1.113), (см., например, рис. 1.30, *б*)

$$|q_2| = \int_{s_5}^{s_1} T_2 ds \quad \text{и} \quad q_1 = \int_{s_2}^{s_4} T_1 ds,$$

где $T_1$ и $T_2$ – текущая температура процессов 2–3 и 5–1, в которых соответственно подводится и отводится теплота.

Цикл тепловой машины протекает в определенном интервале изменения энтропии $\Delta s$, поэтому всегда можно построить некоторые изотермные процессы подвода и отвода теплоты, протекающие в интервале $\Delta s$ так, что количество подведенной и отведенной в них теплоты равно соответственно величинам $q_1$ и $q_2$ анализируемого цикла. В этом случае

$$|q_2| = T_{2ср}\Delta s \quad \text{и} \quad q_1 = T_{1ср}\Delta s, \quad (1.261)$$

откуда среднепланиметрическая (среднеинтегральная) температура

$$T_{2\text{ср}} = \int_{s_5}^{s_1} T_2 ds/\Delta s \text{ и } T_{1\text{ср}} = \int_{s_2}^{s_4} T_1 ds/\Delta s. \qquad (1.\ 262)$$

Подставив выражения (1.261) в формулу (1.113), получим

$$\eta_t = 1 - T_{2\text{ср}}/T_{1\text{ср}}. \qquad (1.263)$$

Сравним формулы (1.263) и (1.117): они идентичны. Следовательно, формула (1.263) определяет термический КПД некоторого эквивалентного цикла Карно, равный термическому КПД исследуемого цикла. Таким образом, исследуемый цикл может быть заменен эквивалентным циклом Карно с температурами отвода и подвода теплоты $T_{2\text{ср}}$ и $T_{1\text{ср}}$ соответственно. При наличии $sT$-диаграммы среднепланиметрические температуры могут быть определены планиметрированием площадей треугольников (рис. 1.34, *а*): среднепланиметрическая температура процесса соответствует равенству между площадями треугольников, расположенных выше и ниже $T_{\text{ср}}$.

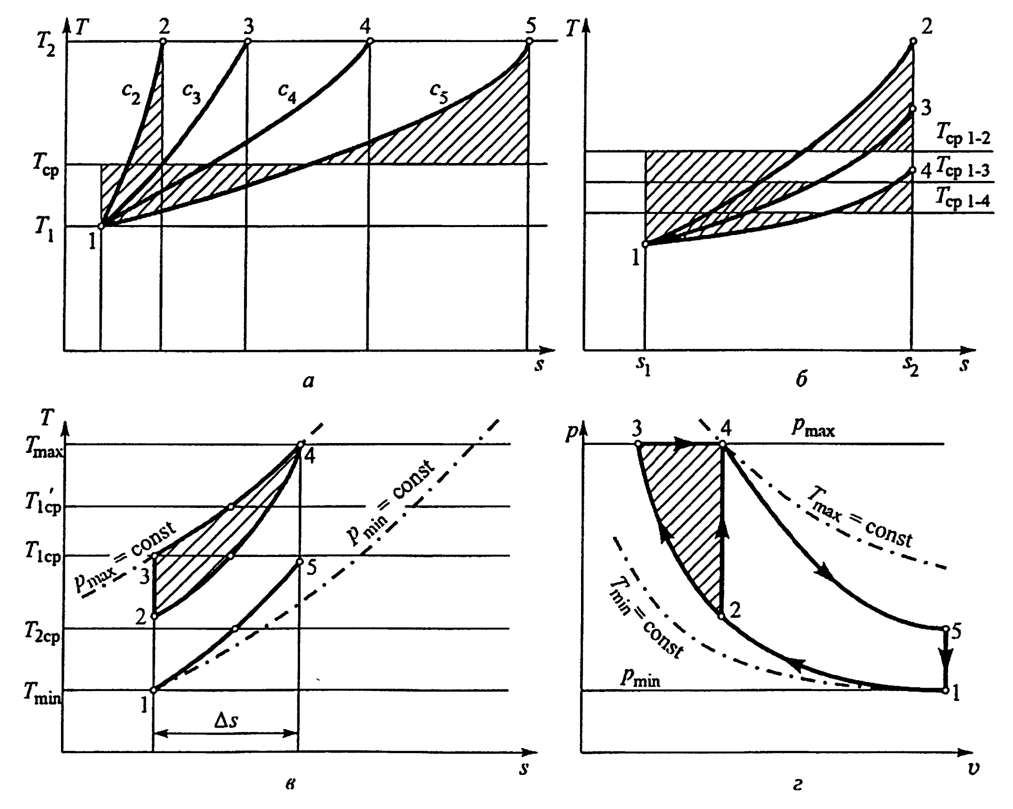



**Рис. 1.34.** Диаграммы сравнения циклов тепловых двигателей:
*а* – $T_{\text{ср}}$ = idem при $\Delta T = T_2 - T_1$ = idem; *б* – $T_{\text{ср}}$ = var при $\Delta T$ = var; *в* – $p_{max} - p_{min}$ = idem; *г* – $T_{max} - T_{min}$ = idem

Каждый политропный процесс, протекающий в заданном интервале температур $T_2$ и $T_1$, имеет одну и ту же среднепланиметрическую температуру $T_{ср}$ (например, процессы 1–2 и 1–5 на рис. 1.34, *а*). Этот результат можно получить, исходя из выражений (1.262) и принимая, что теплоемкость политропного процесса не зависит от температуры.

Если же сравниваемые процессы протекают в одном и том же интервале изменения энтропии (рис. 1.34, *б*), то наибольшую среднюю температуру имеет процесс с наименьшей теплоемкостью. Действительно, чем ниже теплоемкость рабочего тела, тем меньше длина подкасательной графика процесса в $sT$-диаграмме и тем интенсивнее изменяется температура рабочего тела. Поэтому $T_{ср1-2} > T_{ср1-3} > T_{ср1-4}$.

Чтобы воспользоваться методом замены термодинамических процессов отвода и подвода теплоты изотермными процессами со среднепланиметрическими температурами, анализируемые циклы необходимо представить в $sT$-диаграмме в одинаковых границах температуры $T_{max}$ и $T_{min}$. Однако при сравнении циклов это единственное условие является недостаточным, так как, например, степень сжатия может в широких пределах ее изменения влиять на термический КПД цикла при постоянных температурных границах. Следовательно, необходимо одновременно с выбором температурных границ циклов принять дополнительные условия, например, равенство количества теплоты, подведенного за цикл к рабочим телам (равенство нагрузок); равенство отдельных параметров циклов (степени сжатия или других).

Например, при анализе циклов ДВС наибольший интерес представляет сравнение циклов с подводом теплоты при $V$ = const и $p$ = const. Пусть в выбранных циклах одинаковы максимальные $T_{max}$ и минимальные $T_{min}$ температуры (рис.1.34, *в*), максимальные $p_{max}$ и минимальные $p_{min}$ давления (рис. 1.34, *г*). При выбранных условиях отвод теплоты в обоих циклах происходит по одной и той же изохоре, поэтому температура $T_{2ср}$ обоих циклов одна и та же. Теплота в обоих циклах подводится к рабочему телу после адиабатного сжатия, но степень сжатия в цикле с подводом теплоты при $V$ = const меньше, чем в цикле с подводом теплоты при $p$ = const. Этим и обусловливается более высокая среднепланиметрическая температура $T'_{1ср}$ изобары 3–4 по сравнению с $T_{1ср}$ изохоры 2–4. Поэтому при выбранных условиях сравнения в цикле с изобарным подводом теплоты работа $l_ц$ больше и его термический КПД выше.

## Способы повышения термического КПД циклов

Одним из способов повышения термического КПД циклов тепловых двигателей является ***регенерация теплоты***. Например, в ГТУ продукты сгорания топлива, поступающие из турбины во внешнюю среду, имеют обычно более высокую температуру, чем воздух на входе в камеру сгорания после сжатия его в компрессоре. Поэтому теплоту выпускных газов можно использовать для подогрева сжатого в компрессоре воздуха, чем достигается уменьшение количества теплоты, подводимого к рабочему телу за счет сгорания топлива. Отношение количества теплоты, фактически использованного при регенерации, ко всему количеству теплоты выпускных газов называется степенью регенерации. Очевидно, что предельно воз-

можной степени регенерации соответствуют равенства $T_5 = T_8$ и $T_7 = T_2$ ($sT$-диаграмма на рис. 1.35, *а*).

Рассмотрим цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты и предельной степенью регенерации (см. рис. 1.35, *а*). Он состоит из следующих термодинамических процессов: в компрессоре воздух сжимается адиабатно (процесс 1–2), после чего поступает в теплообменник, где подогревается выпускными газами при постоянном давлении (изобара 2–8). Подогрев рабочего тела продолжается при постоянном давлении за счет теплоты $q_1$, выделившейся при сгорании топлива (изобара 8–4).

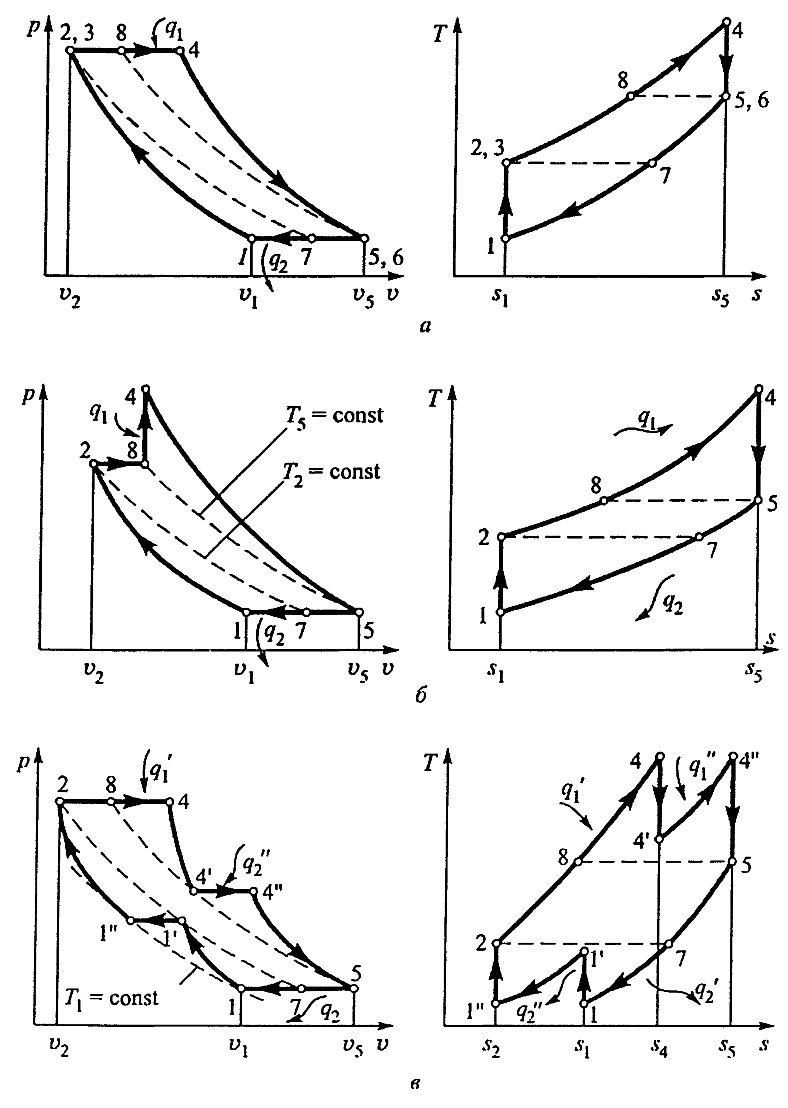



**Рис. 1.35.** Диаграммы циклов ГТУ при различных способах повышения термического КПД: *а* и *б* – регенерация в цикле с подводом теплоты соответственно при $p = \text{const}$ и $V = \text{const}$; *в* – промежуточные нагрев и охлаждение рабочего тела

Затем газ расширяется адиабатно в газовой турбине (процесс 4–5), попадает в теплообменник и отдает теплоту воздуху при постоянном давлении (процесс 5–7). Дальнейшее изобарное охлаждение 7–1 происходит вне установки при передаче теплоты окружающей среде.

В рассматриваемом цикле $T_2 = T_7$ и $T_5 = T_8$, поэтому $T_5 - T_7 = T_8 - T_2$. Количество теплоты, подведенное при регенерации к рабочему телу в камере сгорания, $q_1 = c_p(T_4 - T_8)$, а количество теплоты, отданное окружающей среде, $|q_2| = c_p(T_7 - T_1)$, поэтому термический КПД цикла с предельной степенью регенерации

$$\eta_t^{рег} = 1 - (T_7 - T_1)/(T_4 - T_8) = 1 - (T_2 - T_1)/(T_4 - T_5). \quad (1.264)$$

Поскольку в изобарном процессе 2–4 $T_4 = T_2(v_4 / v_2) = \rho T_2$ и, аналогично, $T_5 = \rho T_1$, то

$$\eta_t^{рег} = 1 - 1/\rho,$$

или

$$\eta_t^{рег} = 1 - T_1/T_5. \quad (1.264а)$$

В соответствующем цикле без регенерации [см. выражение (1.253)] $\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1} = 1 - T_1/T_2$. Сравнение последнего выражения с (1.264а) показывает, что $\eta_t^{рег} > \eta_t$, т. е. регенерация теплоты повышает термический КПД цикла.

В газотурбинных установках, имеющих цикл с изохорным подводом теплоты, регенерация также возможна (рис. 1.35, *б*). Процесс регенерации теплоты в таком цикле осуществляется по изобарному процессу, что связано со стремлением не усложнять конструкцию теплообменника.

Термический КПД цикла ГТУ можно повысить, если часть работы, затрачиваемой на компрессор, уменьшить, введя ступенчатое сжатие воздуха с промежуточным охлаждением (см. рис. 1.28). Еще большее повышение термического КПД может быть достигнуто введением, наряду с промежуточным охлаждением воздуха, промежуточного подвода теплоты к рабочему телу в процессе его расширения. Значительный экономический эффект дает совместное действие промежуточного охлаждения рабочего тела в процессе его сжатия, ступенчатого подвода теплоты к нему и регенерации теплоты в цикле. На рис. 1.35, *в* изображен соответствующий термодинамический цикл.

Воздух, всасываемый из атмосферы, сжимается адиабатно (процесс 1–1′) в первой ступени компрессора и подается в теплообменник, где охлаждается при постоянном давлении (процесс 1′–1″) до первоначальной температуры. После теплообменника сжатие воздуха продолжается (адиабата 1″–2) во второй ступени компрессора. Сжатый воздух подогревается выпускными газами в теплообменнике (изобара 2–8) и поступает в первую камеру сгорания, где сгорает первая порция топлива (изобарный процесс 8–4 подвода теплоты в количестве $q_1'$).

Рабочее тело с параметрами состояния в точке 4 подается в первую ступень газовой турбины, где происходит адиабатный процесс расширения 4–4′. Отработавшее в первой ступени рабочее тело поступает во вторую камеру сгорания, где происходит сгорание второй порции топлива (изобарный процесс 4′–4″ подвода теплоты в количестве $q_1''$). Во второй ступени газовой турбины рабочее тело расширяется (адиабата 4″–5), после чего поступает в теплообменник, где отдает теп-

лоту проходящему по змеевику воздуху (изобара 5–7). Затем рабочее тело выпускается в атмосферу (изобара 7–1).

Чем больше промежуточных ступеней подогрева и охлаждения, тем выше термический КПД цикла. Но применение большого числа камер сгорания и холодильников значительно усложняет конструкцию ГТУ, повышая ее стоимость, и увеличивает потери от необратимости процессов. Поэтому выбор числа ступеней подогрева и охлаждения проводится с учетом не только экономических, но и конструктивных факторов.

## 1.7. Термодинамические циклы паросиловых установок

### Цикл Ренкина

Рабочим телом паросиловой установки является пар, чаще всего водяной. К воде, поступающей в котел, в котором поддерживается постоянное давление $p_1$ (рис. 1.36), в процессе 4–5–6–1 подводится теплота, получаемая при сжигании топлива в топке котла. В процессе 4–5 вода нагревается от некоторой начальной температуры до кипения ($q_ж$ на рис. 1.36, *б*). При дальнейшем подводе теплоты в количестве $r$ при давлении и температуре насыщения (процесс 5–6) образуется сухой насыщенный пар, который в процессе 6–1 перегревается при подводе теплоты в количестве $q_{пе}$. Перегретый пар направляется в проточную часть турбины, где происходит его адиабатное расширение до давления $p_2$ (процесс 1–2). Точка 2 находится в области влажного насыщенного пара.

Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор, в котором охлаждающей водой от пара отбирается количество теплоты $q_2$ (условно показано стрелкой на рис. 1.36, *а*). Пар конденсируется при температуре $T_к$ (процесс 2–3) и превращается в воду (конденсат) с параметрами состояния в точке 3. Затем конденсат насосом возвращается в котел (точка 4) и цикл повторяется. Вследствие незначительной сжимаемости воды процесс 3–4 подачи воды насосом принимается изохорным. Образованный таким образом термодинамический цикл называется ***циклом Ренкина.***

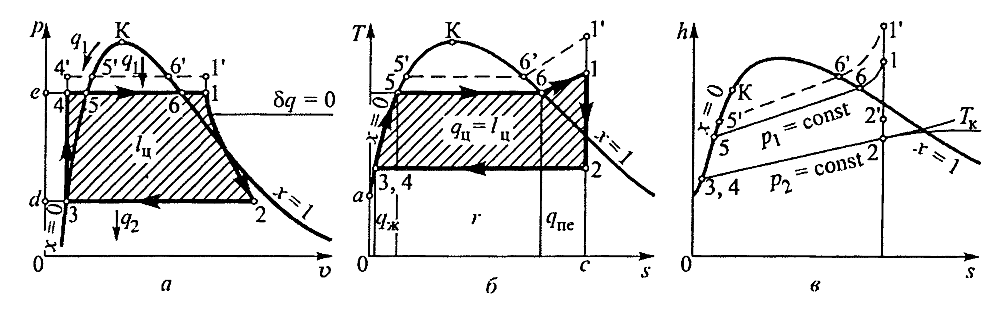



**Рис. 1.36.** Диаграммы цикла Ренкина:
*а – vp*; *б – sT*; *в – sh*

В $sT$- и $sh$-диаграммах изобары жидкости в широком диапазоне давлений практически сливаются с нижней пограничной кривой, поэтому точку 4 можно считать совпадающей с точкой 3 (см. рис. 1.36, *б* и *в*).

Удельная работа цикла паросиловой установки, расходуемая на привод генератора, численно равна площади 1234561 цикла в $vp$- и $sT$-диаграммах и может быть определена по соотношению

$$l_ц = h_1 - h_2. \qquad (1.265)$$

Поскольку количество теплоты, подведенное к рабочему телу за цикл, $q_1 = h_1 - h_3$, то в соответствии с выражением (1.113) термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = l_ц / q_1 = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_3), \qquad (1.266)$$

где $h_3$ – энтальпия конденсата в точке 3.

## Способы повышения термического КПД цикла паросиловой установки

***Расширение пределов рабочего процесса.*** Из выражений (1.265) и (1.266) очевидна целесообразность понижения давления $p_2$ в конденсаторе (см. рис. 1.36). Действительно, чем меньше давление в конденсаторе (глубже вакуум), тем больше работа пара на лопатках турбины и тем выше термический КПД. В современных установках вакуум в конденсаторе достигает 3...4 кПа.

Работу $l_ц$ цикла также можно увеличить, повышая давление и температуру перегрева пара (см. точку 1′ на рис. 1.36, *в*): $h_{1'} - h_2 > h_1 - h_2$. Однако возможность повышения температуры перегрева ограничивается свойствами конструкционных материалов.

***Промежуточный перегрев пара.*** В паросиловой установке с промежуточным перегревом пара после расширения в первой ступени (процесс 1–3, рис. 1.37) пар перегревается в промежуточном пароперегревателе (процесс 3–1′) и расширяется во второй ступени турбины (процесс 1′–2′). Промежуточный перегрев позволяет уменьшить конечную влажность пара ($x_{2'} > x_2$), что улучшает условия работы лопаток последних ступеней турбины, и при этом увеличивается работа цикла:

$$l_ц = (h_1 - h_3) + (h_{1'} - h_{2'}) > (h_1 - h_2).$$

Поскольку в промежуточном пароперегревателе осуществляется подвод дополнительного количества теплоты ($h_{1'} - h_3$), то в соответствии с формулой (1.266) термический КПД цикла

$$\eta_t = [(h_1 - h_3) + (h_{1'} - h_{2'})]/[(h_1 - h_к) + (h_{1'} - h_3)], \qquad (1.267)$$

где $h_к$ – энтальпия конденсата при $p_2 = \mathrm{const}$.

Давление промежуточного перегрева следует выбирать таким, чтобы работа $l_ц$ увеличивалась интенсивнее, чем количество подводимой теплоты $q_1$. Термический КПД $\eta_t$ цикла при этом возрастает.

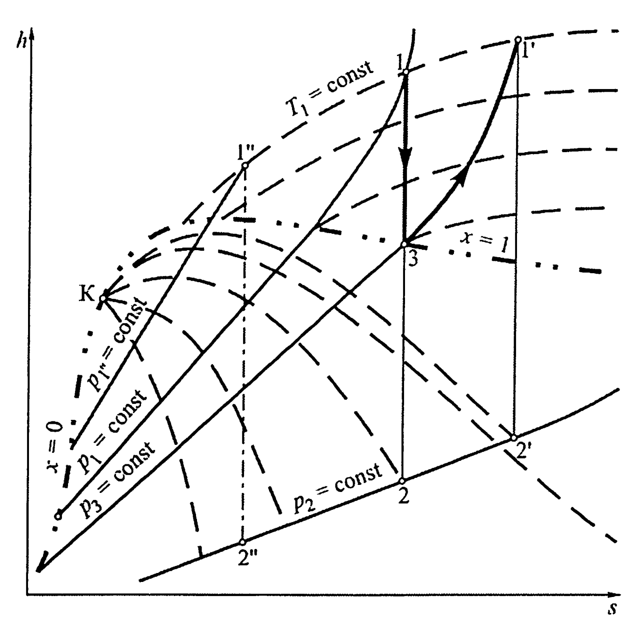



**Рис. 1.37.** *sh*-диаграмма процесса расширения пара при его промежуточном перегреве

Промежуточный перегрев позволяет увеличить начальное давление пара. Действительно, без промежуточного перегрева при заданном давлении $p_2$ увеличение начального давления пара от $p_1$ до $p_{1''}$ (при неизменном значении температуры $T_1$, см. точку 1″ на рис. 1. 37) приводит к увеличению конечной влажности пара ($x_{2''} > x_2$), что нежелательно. Применение промежуточного перегрева исправляет этот недостаток.

***Регенеративный цикл.*** В паросиловой установке, работающей по регенеративному циклу, часть пара отбирается из промежуточных ступеней турбины и направляется в теплообменники-регенераторы (поверхностные или смешивающие), в которых отобранный пар отдает свою теплоту конденсации питательной воде. Конденсат греющего пара вместе с подогретой питательной водой подается в котел. Это уменьшает затрату теплоты на получение пара в котле.

Рассмотрим регенеративный цикл паросиловой установки, совершаемый 1 кг рабочего тела, с одним отбором пара (рис. 1.38, *а*, *б*). Отбираемая из турбины часть пара *m*, кг/кг, совершает цикл 12′4561 (отбираться может пар в любом состоянии, т. е. не обязательно сухой, как показано на рисунке). Другая часть пара (1 – *m*), кг/кг, совершает полный цикл 123561. Так как до отбора пара и после него в турбине расширяется не одинаковое количество пара, то изображение цикла в диаграммах, построенных для 1 кг рабочего тела, является условным.

Пар отбора совершает работу $ml_{ц1}$, остальная часть рабочего тела – работу $(1 - m)l_{ц2}$. Здесь $l_{ц1}$ и $l_{ц2}$ – удельная работа циклов 12′4561 и 123561 соответственно. Тогда удельная работа регенеративного цикла выразится суммой

$$l_{ц}^{рег} = ml_{ц1} + (1 - m)l_{ц2}. \qquad (1.268)$$

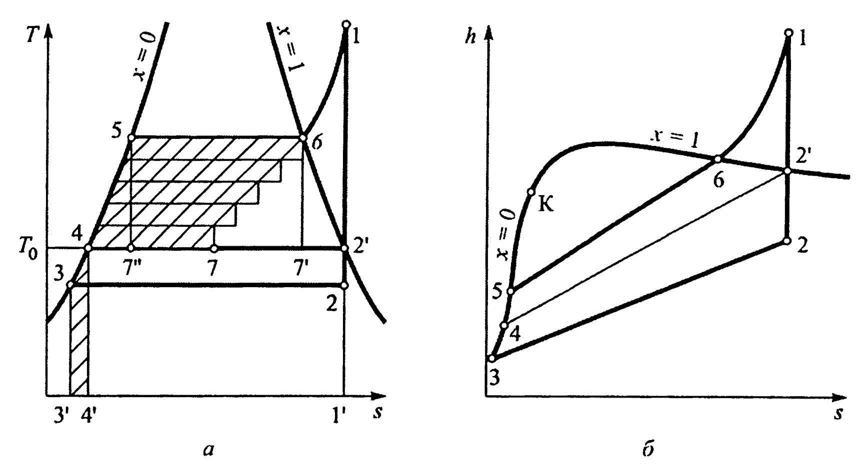



**Рис. 1.38.** Диаграммы регенеративного цикла паросиловой установки: *а* – *sT*; *б* – *sh*

В соответствии с выражением (1.266) термический КПД регенеративного цикла

$$\eta_t^{\text{рег}} = m\eta_{t1} + (1 - m)l_{\text{ц}2} / q_1^{\text{рег}}, \tag{1.269}$$

где $q_1^{\text{рег}}$ – количество теплоты, затраченное на получение 1 кг пара в котле при условии регенеративного подогрева питательной воды, $\eta_{t1} = l_{\text{ц}1} / q_1^{\text{рег}}$ – термический КПД цикла, совершаемого отобранной частью пара.

Очевидно, что $l_{\text{ц}2}$ можно выразить соотношением $l_{\text{ц}2} = \eta_t q_1$, где $q_1$ и $\eta_t$ – удельное количество подведенной теплоты и термический КПД цикла Ренкина 123561 без регенерации. Поэтому

$$\eta_t^{\text{рег}} = m\eta_{t1} + (1 - m)\eta_t q_1 / q_1^{\text{рег}}. \tag{1.270}$$

Как было сказано, количество теплоты, подведенное в теплообменнике-регенераторе от отобранного пара к питательной воде, обеспечивает уменьшение затрат теплоты (фактически, топлива) на производство пара в котле. Следовательно, уравнение баланса теплоты в теплообменнике имеет вид

$$(1 - m)(q_1 - q_1^{\text{рег}}) = mq_{\text{к}},$$

где $q_{\text{к}}$ – удельная теплота конденсации пара; $mq_{\text{к}}$ – количество теплоты, отданное отобранным паром. Так как $l_{\text{ц}1} = \eta_{t1} q_1^{\text{рег}}$, то $q_{\text{к}} = q_1^{\text{рег}} - \eta_{t1} q_1^{\text{рег}} = q_1^{\text{рег}}(1 - \eta_{t1})$, и поэтому из уравнения баланса теплоты следует

$$q_1 / q_1^{\text{рег}} = 1 + m(1 - \eta_{t1}) / (1 - m).$$

Подставив последнее соотношение в (1.270), получим

$$\eta_t^{\text{рег}} = \eta_t + m(1 - \eta_t)\eta_{t1}. \tag{1.271}$$

Отсюда видно, что термический КПД регенеративного цикла больше, чем термический КПД цикла Ренкина без регенерации: $\eta_t^{\text{рег}} > \eta_t$, так как $m(1 - \eta_t)\eta_{t1} > 0$.

Обычно для регенерации используется пар нескольких отборов (до девяти). Как показывает анализ, увеличение числа ступеней регенеративного подогрева воды приводит к повышению термического КПД цикла. Если ступенчатый подогрев воды осуществляется в цикле на насыщенном паре, то при увеличении числа ступеней ломаная линия, составленная из процессов расширения пара и теплообмена (см. рис. 1.38, *а*), стремится стать эквидистантной нижней пограничной кривой. Термический КПД такого цикла стремится к значению КПД цикла Карно. Однако каждая последующая ступень регенеративного подогрева воды вносит все меньший и меньший вклад в рост КПД.

Распределение мест отбора пара по ступеням турбины (т. е. выбор температур греющего пара) требует специального анализа, так как от этого распределения зависит значение термического КПД регенеративного цикла паросиловой установки.

***Бинарный цикл.*** Термический КПД цикла Ренкина $1_в 2_в 3_в 4_в$ (рис. 1.39), лежащего в области насыщенного пара, зависит от температур насыщения $T_{н1в}$ и $T_{н2в}$. Для увеличения термического КПД цикла следует повышать температуру $T_{н1}$ и понижать $T_{н2}$.

Если рабочим телом является вода, то, увеличивая давление $p_{1в}$, можно в пределе достигнуть критической точки К (см. рис. 1.36) с параметрами $p_{Кв}$ = 22,064 МПа и $T_{Кв}$ = 647,096 К. Повысить температуру $T_{н1}$ дополнительно можно лишь при замене воды другим рабочим телом, например, ртутью, критическая температура $T_К$ которой достигает 1673 К при относительно невысоком критическом давлении $p_К$ = 98 МПа. Вместе с тем, снижение температуры $T_{н2}$ ртути до желаемого предела оказывается невозможным, так как даже при вакууме в конденсаторе, достигающем 96 %, температура насыщения ртути составляет 490 К (в то время как воды примерно 300 К).

В связи с такими свойствами воды и ртути возникла идея объединения обоих рабочих тел в одной теплоэнергетической установке, рабочим циклом которой стал так называемый бинарный цикл. Бинарный водортутный цикл характеризуется тем, что значение $T_{н1}$ обеспечивается ртутью, а значение $T_{н2}$ – водой (см. рис. 1.39).

В котле установки при температуре $T_{н1р}$ образуются пары ртути (процесс $3_р$–$4_р$–$1_р$), которые подаются в ртутную турбину, где они расширяются (процесс $1_р$–$2_р$) до давления в теплообменнике. Пары ртути конденсируются (процесс $2_р$–$3_р$), после чего насосом ртутный конденсат снова подается в котел.

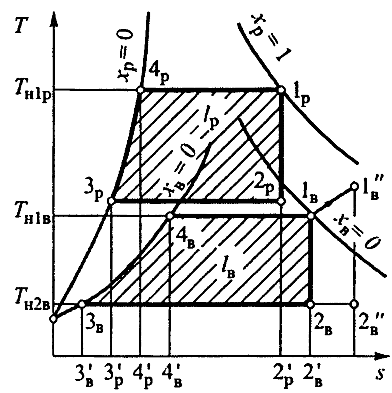



**Рис. 1.39.** *sT*-диаграмма бинарного цикла

Охладителем в теплообменнике является вода – рабочее тело нижней ступени установки, использующей теплоту конденсации ртути. Теплота, полученная водой в теплообменнике, расходуется на образование водяного пара (процесс $3_в$–$4_в$–$1_в$), который расширяется в турбине (процесс $1_в$–$2_в$; при наличии пароперегревателя – $1'_в$–$2''_в$) до давления в конденсаторе, где водяной пар конденсируется (процесс $2_в$–$3_в$) с отдачей теплоты конденсации окружающей среде. Работа ртутной и пароводяной турбин передается соединенным с ними электрогенераторам.

Если в паросиловой установке количество ртути в $m_р$ раз больше количества воды, то работа бинарного цикла в расчете на 1 кг воды или $m_р$ кг ртути составляет

$$l_ц = l_в + m_р l_р,$$

где $l_в$ и $m_р l_р$ – удельные работы водяного и ртутного циклов.

Количество теплоты, необходимое для получения 1 кг ртутного пара, составляет $q_1^р$, а для получения $m_р$ кг пара требуется $m_р q_1^р$. Тогда термический КПД бинарного цикла

$$\eta_t = l_ц / (m_р q_1^р) = (l_в + m_р l_р)/(m_р q_1^р) = \eta_t^р + l_в / (m_р q_1^р), \quad (1.272)$$

где $\eta_t^р = l_р / q_1^р$ – термический КПД ртутного цикла.

Уравнение баланса теплообменника имеет вид

$$q_1^в = m_р q_2^р,$$

где $q_2^р$ – удельная теплота конденсации ртути. Отсюда

$$m_р = q_1^в / q_2^р. \quad (1.273)$$

Следовательно, $\eta_t = \eta_t^р + \eta_t^в q_2^р / q_1^р$. Вместе с тем, $\eta_t^р = (q_1^р - q_2^р) / q_1^р = 1 - q_2^р/q_1^р$, поэтому

$$\eta_t = \eta_t^р + \eta_t^в - \eta_t^р \eta_t^в.$$

Из полученного выражения для термического КПД бинарного цикла видно, что термический КПД при введении в паросиловую установку второго рабочего тела существенно повышается. Пусть $\eta_t^р = 0{,}3$ и $\eta_t^в = 0{,}3$, тогда $\eta_t = 0{,}51$.

Соотношение между расходами рабочих тел бинарного цикла определяется из баланса теплоты в теплообменнике [см. соотношение (1.273)]. Расчеты показывают, что в зависимости от выбора параметров бинарного цикла на 1 кг водяного пара требуется от 10 до 12 кг ртути.

## 1.8. Обратные термодинамические циклы

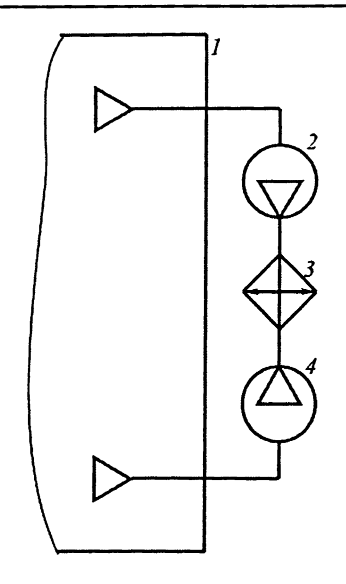
По обратным циклам работают холодильные машины и тепловые насосы. Рабочие вещества, совершающие обратные циклы, называются холодильными агентами.

Назначением холодильной машины является поддержание охлаждаемых тел на температурном уровне ниже температуры окружающей среды. Количество теплоты, отводимое от охлаждаемых тел в единицу времени, называется холодопроизводительностью холодильной машины.

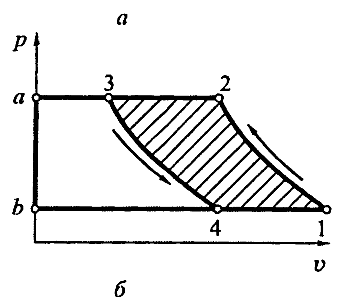
Назначение теплового насоса – передача теплоты телу с высокой температурой (например, воздуху в обогреваемом помещении) от тела с более низкой температурой (обычно от окружающей среды).

### Цикл воздушной холодильной установки

Принципиальная схема действия воздушной холодильной установки представлена на рис 1.40, *а*, а ее термодинамический цикл – на рис. 1.40, *б*.




*а*




*б*

**Рис. 1.40.** Воздушная холодильная установка:
*а* – схема установки; *б* – *vp*-диаграмма термодинамического цикла

При давлении $p_1$ воздух всасывается компрессором *2* из охлаждаемого объема *1* и затем адиабатно сжимается до давления $p_2$ при затрате работы (процесс 1–2). Сжатый воздух направляется в охладитель *3*, в котором при $p_2$ = const охлаждается проточной водой (процесс 2–3) до температуры, определяемой точкой *3*, и перепускается в расширительную машину (детандер) *4*, где адиабатно расширяется (процесс 3–4) с совершением положительной работы, передаваемой какому-нибудь внешнему потребителю. В результате температура воздуха понижается до $T_4 < T_3$. Охлажденный воздух возвращается в охлаждаемый объем *1*, где нагревается при $p_1$ = const (процесс 4–1), отнимая теплоту от охлаждаемых тел, и цикл повторяется.

Площадь *b*12*a* численно равна отрицательной работе $l_к$ компрессора, площадь *a*34*b* – положительной работе $l_д$ детандера, а работа $l_ц$, затрачиваемая в цикле холодильной установки, определяется алгебраической суммой этих работ. В результате кругового процесса 1–2–3–4–1 изменения состояния воздуха теплота переносится от охлаждаемого объема *1* к воде, омывающей змеевик охладителя *3*.

Удельное количество теплоты, отданное охлаждающей воде,

$$|q_1| = c_p(T_2 - T_3),$$

а удельное количество теплоты, отбираемое воздухом от охлаждаемого объема,

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4).$$

Удельная работа, затрачиваемая в холодильном цикле (см. *vp*-диаграмму на рис. 1.40),

$$|l_ц| = |l_к| - l_д = q_1 - q_2 = c_р(T_2 - T_3 - T_1 + T_4).$$

Холодильный коэффициент [см. (1.116)]

$$\varepsilon_х = q_2 / |l_ц| = (T_1 - T_4) / [(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)].$$

Поскольку в цикле 12341

$$T_1 / T_4 = T_2 / T_3,$$

то легко показать, что

$$(T_2 - T_3) / (T_1 - T_4) = T_2 / T_1.$$

Следовательно,

$$\varepsilon_x = T_1 / (T_2 - T_1). \qquad (1.274)$$

Вследствие малой теплоемкости воздуха холодопроизводительность воздушных холодильных установок низкая.

## Цикл парокомпрессионной холодильной установки

В парокомпрессионных холодильных установках в качестве холодильных агентов применяются вещества, которые при атмосферном или близком к нему давлении переходят в парообразное состояние и имеют при этом температуры насыщения ниже 273 K (аммиак $NH_3$, углекислота $CO_2$, сернистый ангидрид $SO_2$, хлорметан $CH_3Cl$, фреон $CF_2Cl_2$ и др). Например, $CF_2Cl_2$ (фреон 12) при атмосферном давлении кипит при температуре 243,35 K.

Компрессор *2* (рис. 1.41, *а*) всасывает из испарителя, расположенного в охлаждаемой камере *1*, насыщенный пар холодильного агента при давлении $p_1$ и температуре насыщения $T_{н1}$ (рис. 1.41, *б*) и сжимает его по адиабате 1–2 до давления $p_2$ и температуры $T_2$. Перегретый пар подается компрессором в конденсатор *3*, где превращается вначале в сухой насыщенный пар (процесс 2–3), а затем полностью конденсируется (процесс 3–4) при $p_2$ = const и несколько охлаждается (процесс 4–5). В процессе 2–3–4–5 от холодильного агента отводится теплота в количестве $q_1$.

Образовавшаяся в конденсаторе *3* жидкость пропускается через дроссельный вентиль *4* и поступает в испаритель. В результате дросселирования (условно изображенный процесс 5–6) давление и температура жидкости понижаются до значений $p_1$ и $T_{н1}$. В точке *6* состояние пара характеризуется степенью сухости $x_6$. В испарителе количество теплоты $q_2$, отведенное от охлаждаемых тел, затрачивается на испарение холодильного агента (процесс 6–1), в результате чего его влажность уменьшается ($x_1 > x_6$). Затем пар снова всасывается из испарителя и цикл повторяется.

В $sT$-диаграмме (см. рис. 1.41, *б*) площади 7′755′ и 7′766′ под изобарами 7–5 и 7–6 одинаковы: $h_5 - h_7 = h_6 - h_7$, так как при дросселировании $h_5 = h_6$. Следовательно, работа $l_ц = q_2 - |q_1|$ численно равна площади 123471, т. е. работе, затрачиваемой на привод адиабатного компрессора [см. (1.227)]:

$$|l_ц| = h_2 - h_1.$$

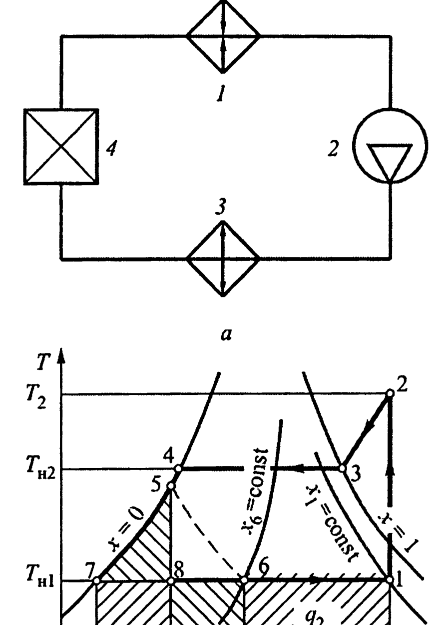



**Рис. 1.41.** Парокомпрессионная холодильная установка:
*а* – схема установки; *б* – $sT$-диаграмма термодинамического цикла

Количество теплоты, затрачиваемое на испарение холодильного агента в изобарном процессе 6–1,

$$q_2 = h_1 - h_6.$$

В соответствии с выражением (1.116), холодильный коэффициент цикла парокомпрессионной машины

$$\varepsilon_x = (h_1 - h_6)/(h_2 - h_1). \quad (1.275)$$

## Цикл пароэжекторной холодильной установки

Из испарителя, размещенного в охлаждаемом объеме *I* (рис. 1.42, *а*), пар поступает в камеру смешения парового эжектора *II* (см. рис. 1.27, *б*). Туда же из сопла *С* поступает другая часть пара, и общий поток направляется в диффузор Д. После адиабатного сжатия в диффузоре (процесс 1–2 на рис. 1.42, *б*) общее количество пара проходит через конденсатор *III* (процесс 2–3), отдавая теплоту конденсации охлаждающей воде. Далее конденсат разветвляется на два потока. Одна его часть проходит через дроссельный вентиль *IV* (условно изображенный процесс 3–4) и поступает в испаритель, где превращается в сухой или близкий к этому состоянию пар (процесс 4–5). Другая часть конденсата подается питательным насосом *V* в паровой котел *VI*. В котле (процесс 3–6–7) жидкость переходит в пар высокого давления $p_6$ (так называемый рабочий пар), который направляется к соплу эжектора и, адиабатически расширяясь в нем, приобретает кинетическую энергию (процесс 7–8). В камере смешения эжектора смешиваются при $p_4$ = const потоки пара со степенями сухости $x_5 \approx 1$ и $x_8$, в результате чего получается пар со степенью сухости $x_1$. Из камеры смешения пар, состояние которого соответствует точке 1, снова поступает в диффузор, где кинетическая энергия потока превращается в энергию давления (процесс 1–2). Расходы пара, циркулирующего в контурах испарителя и котла, подбираются так, чтобы давление пара на выходе из диффузора равнялось $p_2$.

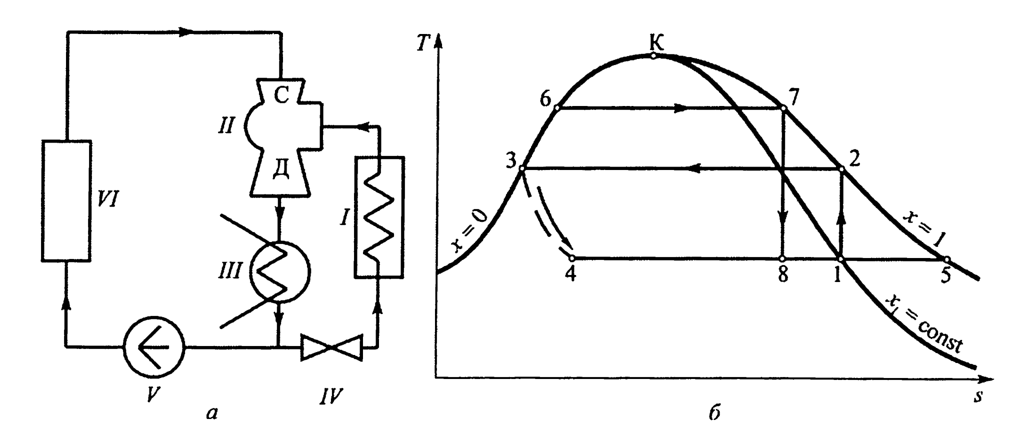



**Рис. 1.42.** Пароэжекторная холодильная установка:
*а* – схема установки; *б* – *sT*-диаграмма термодинамического цикла

Собственно холодильная часть цикла 12341 пароэжекторной машины не отличается от цикла парокомпрессионной машины. Другую часть цикла составляют процессы изменения состояния рабочего пара (3678123). Так как массовые расходы холодильного агента, участвующего в двух контурах установки, не одинаковы, то изображение цикла в $sT$-диаграмме условно.

Таким образом, в пароэжекторной машине сжатие холодильного агента осуществляется за счет кинетической энергии рабочего пара, который получается при затрате теплоты на парообразование в котле. Это отличает пароэжекторную машину от парокомпрессионной, в которой сжатие производится механическим компрессором. В связи с этим эффективность цикла пароэжекторной установки оценивается не холодильным коэффициентом, а коэффициентом использования теплоты:

$$\xi = q_2 / q_0, \qquad (1.276)$$

где $q_2$ – удельное количество теплоты, отведенное от охлаждаемого объекта; $q_0$ – удельное количество теплоты, затрачиваемое на производство рабочего пара в котле.

Использование в качестве холодильного агента водяного пара в парокомпрессионной установке привело бы к слишком большим размерам компрессора (удельный объем водяного пара при температурах и давлениях в испарителе, обычных для этих установок, весьма велик). В более компактной пароэжекторной установке использование водяного пара становится возможным. В то же время с наличием эжектора связаны большие необратимые потери (при смешении потоков пара).

## Циклы термотрансформаторов

Термотрансформаторами называют установки для перераспределения теплоты между телами с разными температурами. Результатом является получение теплоты при температуре, более низкой, чем исходная (понижающий термотрансформатор), или, наоборот, при более высокой (повышающий термотрансформатор). Трансформаторы смешанного типа выполняют одновременно функции повышающего и понижающего термотрансформаторов.

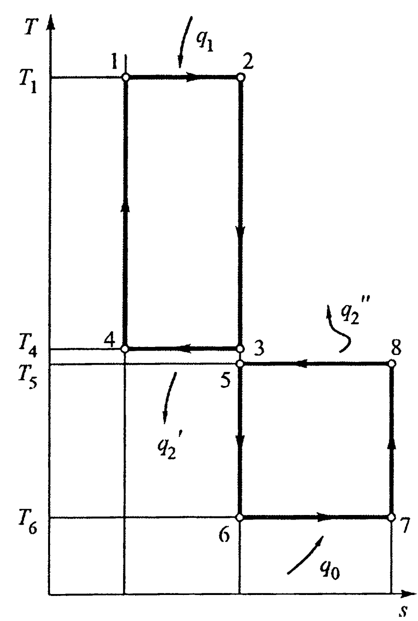


**Рис. 1.43.** Циклы понижающего термотрансформатора в $sT$-диаграмме

Термодинамические циклы термотрансформаторов представляют собой сочетание прямого и обратного циклов. Наибольшей эффективности термотрансформатор достигает в том случае, если оба цикла являются циклами Карно.

На рис. 1.43 изображены циклы понижающего ($T_4 < T_1$) термотрансформатора. К рабочему веществу термотрансформатора подводится от теплового источника с температурой $T_1$ количество теплоты $q_1 = l_ц + q_2'$, где $q_2'$ – количество теплоты, передаваемое источнику с температурой $T_4$ (см. цикл 12341). Работа $l_ц$ используется для осуществления цикла 56785

холодильной машины, причем $q_0$ – количество теплоты, отбираемое от окружающей среды, а $q_2''$ – количество теплоты, передаваемое источнику с температурой $T_5 \approx T_4$. В сумме к источнику с температурой $T_4 \approx T_5$ подводится теплота в количестве $q_2 = q_2' + q_2''$.

Поскольку термический КПД цикла Карно 12341 $\eta_t = 1 - T_4/T_1$, то работа этого цикла

$$l_ц = q_1\eta_t = q_1(1 - T_4/T_1),$$

следовательно

$$q_2' = q_1 - l_ц = q_1T_4/T_1.$$

Экономичность цикла 56785 холодильной машины характеризуется холодильным коэффициентом [см. уравнение (1.118)]:

$$\varepsilon_х = T_6/(T_4 - T_6).$$

Поскольку $q_0 = \varepsilon_х\, l_ц$, то

$$q_0 = q_1(1 - T_4/T_1)T_6/(T_4 - T_6)$$

и

$$q_2'' = q_0 + l_ц = q_1(1 - T_4/T_1)T_4/(T_4 - T_6).$$

Тогда

$$q_2 = q_2' + q_2'' = q_1[T_4/T_1 + (1 - T_4/T_1)T_4/(T_4 - T_6)] = q_1T_4(T_1 - T_6)/[T_1(T_4 - T_6)].$$

Таким образом, затратив при температуре $T_1$ теплоту в количестве $q_1$, можно получить при температуре $T_4$ количество теплоты $q_2$. Отношение $q_2/q_1$ называется коэффициентом преобразования теплоты

$$\zeta_T = q_2/q_1 = T_4(T_1 - T_6)/[T_1(T_4 - T_6)]. \qquad (1.277)$$

Из (1.277) получаем

$$q_2(1 - T_6/T_4) = q_1(1 - T_6/T_1).$$

По этому выражению видно: если $T_4 < T_1$, то $q_2 > q_1$ (и наоборот). Следовательно, понижающий термотрансформатор позволяет получать без затраты работы большее количество теплоты при более низкой температуре (например, преобразование теплоты реакции сгорания топлива к более низкой температуре в целях отопления помещений).

Отметим, что холодильная машина термотрансформатора предназначена для отбора теплоты из окружающей среды в отличие от обычной холодильной машины, которая передает окружающей среде теплоту, отобранную от охлаждаемого объема.

Обогрев помещений может осуществляться и при помощи теплового насоса, который передает теплоту от окружающей среды к помещению, имеющему более высокую температуру. Схема теплового насоса показана на рис. 1.44.

Из естественного водоема насосом *3* через испаритель *2* прокачивается вода, от которой к холодильному агенту подводится теплота в количестве $q_2$. Температура воды должна быть достаточной для испарения используемого холодильного агента. Полученный пар компрессором *4* всасывается из испарителя, сжимается и подается в конденсатор *5*, змеевик которого омывается водой системы отопления. Конденсат холодильного агента, пройдя через дроссельный вентиль *1*, возвращается в испаритель, а подогретая в конденсаторе вода поступает в приборы отопления, проходя через которые она охлаждается, отдавая помещению *7* теплоту в количестве $q_1$. Циркуляция воды в системе отопления осуществляется насосом *6*.

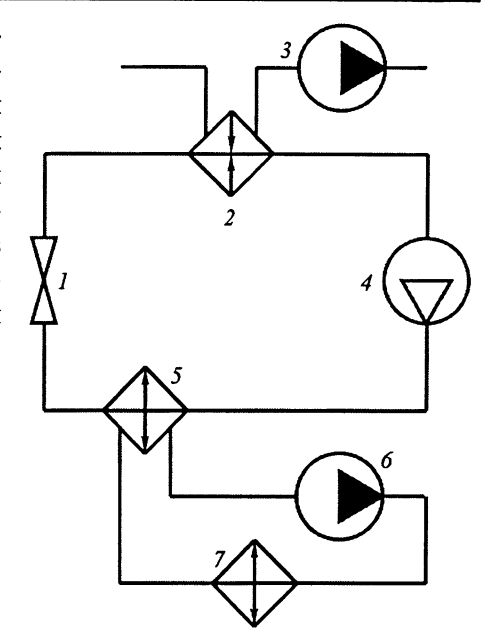



**Рис. 1.44.** Схема теплового насоса

Эффективность теплового насоса оценивается отопительным коэффициентом, представляющим собой отношение количества теплоты, сообщенного обогреваемому помещению, к количеству затраченной работы:

$$\varphi = |q_1| / |l_ц|. \tag{1.278}$$

Поскольку $|q_1| = q_2 + |l_ц|$, то в соответствии с выражением (1.116) $\varphi = 1 + \varepsilon_х$, где $\varepsilon_х$ – холодильный коэффициент. Следовательно, значение $\varphi$ всегда больше единицы.

# Глава 2

# ТЕОРИЯ ТЕПЛООБМЕНА

В теории теплообмена изучаются закономерности переноса теплоты из одной области пространства в другую. Процессы переноса теплоты представляют собой процессы обмена внутренней энергией между элементами рассматриваемой системы в форме теплоты.

*Теплообмен* – самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры.

Теплообмен широко распространен в природе и технике. Существует три различных по своей природе элементарных вида теплообмена: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

*Теплопроводность* – молекулярный перенос теплоты в сплошной среде, обусловленный наличием градиента температуры.

Теплопроводность в чистом виде, как правило, встречается в твердых телах. Так, в диэлектриках перенос теплоты путем теплопроводности осуществляется путем распространения упругих волн колеблющихся атомов и молекул, в металлах он связан с перемещением свободных электронов и колебаниями атомов кристаллической решетки.

*Конвективный теплообмен* – перенос теплоты, обусловленный перемещением макроскопических элементов среды в пространстве, сопровождаемый теплопроводностью.

Конвективный теплообмен может иметь место в движущихся средах (жидкостях и газах). При наличии разности температур в различных точках среды перемещение макрочастиц в процессе конвекции всегда сопровождается теплопроводностью.

*Теплоотдача* – конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью ее раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом).

Теплоотдача – наиболее распространенный случай конвективного теплообмена. Чаще всего конвективный теплообмен в процессе теплоотдачи осуществляется между движущейся средой и поверхностью обтекаемого средой твердого тела, например, процесс теплоотдачи при течении жидкости в трубах, внешнем обтекании тел газом. Процессы переноса теплоты путем теплопроводности и конвекции возможны только при наличии вещественной среды.

*Лучистый теплообмен* – теплообмен, обусловленный превращением внутренней энергии вещества в энергию электромагнитных волн, распространением их в пространстве и поглощением энергии этих волн веществом.

Лучистый теплообмен между телами, в отличие от теплопроводности и конвекции, может осуществляться и при отсутствии промежуточной среды (в вакууме). Он обусловлен только температурой и оптическими свойствами тел, участвующих в теплообмене.

В реальных условиях все три вида теплообмена, как правило, протекают одновременно, например, в процессе теплопередачи от одной жидкой или газообразной среды к другой через разделяющую их стенку. В общем случае процессы теплообмена могут сопровождаться фазовыми переходами, химическими реакциями и уносом массы.

*Массообмен* – самопроизвольный необратимый процесс переноса массы данного компонента в пространстве с неоднородным полем концентрации (химического потенциала).

Массообмен характерен для процессов теплообмена в многокомпонентных средах. Аналогично процессам переноса теплоты перенос вещества в смеси может быть обусловлен тепловым движением микрочастиц (диффузия) и движением макроскопических элементов среды (конвективный массообмен).

В рабочих процессах, протекающих в тепловых двигателях, холодильных машинах, газовых турбинах, МГД-генераторах и других энергетических установках, процессы теплообмена играют определяющую роль.

## 2.1. Теплопроводность

Аналитическая теория теплопроводности применима только к сплошной среде, поэтому при расчете процессов теплопроводности не учитывается дискретное строение тел, а принимается, что тела гомогенны и изотропны, а размеры их велики по сравнению с расстоянием между молекулами. Основной задачей теории теплопроводности является определение температурного поля в теле.

*Температурное поле* – совокупность значений температуры во всех точках тела (или пространства) в некоторый фиксированный момент времени.

Температурное поле может быть нестационарным и стационарным. В первом случае считается, что поле изменяется во времени, во втором – нет. В соответствии с этим и процесс теплопроводности считается стационарным или нестационарным.

Поверхность, во всех точках которой температура одинакова, называется изотермной. Такие поверхности не пересекаются между собой. Они могут быть замкнутыми или кончаются на границах тела. Наиболее резкое изменение температуры в теле с неоднородным температурным полем наблюдается в направлении нормали к изотермной поверхности.

*Градиент температуры* – вектор, численно равный производной от температуры по направлению нормали к изотермной поверхности:

$$|\mathrm{grad}\ T| \equiv |\nabla T| = \lim_{\Delta n \to 0} (\Delta T / \Delta n) = \partial T/\partial n.$$

Градиент температуры направлен в сторону повышения температуры. Поскольку объемная производная скалярного поля является его градиентом,

$$\nabla T = \lim_{V \to 0} [(\oint_A T d\vec{A}) / V],$$

где $\nabla$ – символический вектор (оператор Гамильтона), заменяющий символ градиента (а также дивергенции и ротации); $V$ – объем, заключенный внутри поверхности $A$. Поле температурного градиента является векторным, поэтому

$$\nabla T = (\partial T/\partial x)i + (\partial T/\partial y)j + (\partial T/\partial z)k,$$

где $\partial T/\partial x$, $\partial T/\partial y$ и $\partial T/\partial z$ – координаты градиента; $i$, $j$ и $k$ – единичные векторы, имеющие направление координатных осей.

***Тепловой поток*** – количество теплоты, переданное через произвольную поверхность в единицу времени.

Тепловой поток, отнесенный к единице площади поверхности, называется плотностью $q$ теплового потока. Плотность теплового потока может быть местной (локальной) и средней по поверхности; она характеризует интенсивность переноса теплоты и является вектором, направление которого совпадает с направлением падения температуры. Совокупность значений плотности теплового потока во всех точках тела в данный момент времени образует векторное поле плотности теплового потока. Линия, в каждой точке которой вектор плотности теплового потока направлен по касательной к ней, называется линией теплового тока.

## Основной закон и уравнение теплопроводности

Опытным путем установлено, что плотность теплового потока, передаваемого теплопроводностью, прямо пропорциональна градиенту температуры:

$$\vec{q} = -\lambda \text{ grad } T = -\lambda \nabla T, \qquad (2.1)$$

где $\lambda$ – коэффициент теплопроводности, определяемый опытным путем и зависящий от агрегатного состояния вещества, температуры, давления, структуры, объемного веса, пористости и влажности. Знак минус указывает на то, что векторы $\vec{q}$ и grad $T$ имеют противоположное напра́вление.

Уравнение (2.1) является математическим выражением закона теплопроводности Фурье, а значение $\lambda$ характеризует интенсивность процесса теплопроводности и численно равно плотности теплового потока при градиенте температуры, равном единице. Количество теплоты $Q_t$, теряемое произвольным объемом $V$ внутри тела, можно определить путем интегрирования плотности теплового потока $\vec{q}$ по замкнутой поверхности $A$, ограничивающей этот объем так, что

$$dQ_t = \oint_A \vec{q}\,\vec{n}\, dA\, dt,$$

где $\vec{n}$ – единичный вектор, направленный по нормали к поверхности; $t$ – время.

Воспользовавшись формулой Остроградского – Гаусса, получим

$$dQ_t = \int_V \nabla \vec{q}\, dt\, dV. \qquad (2.2)$$

В соответствии с первым законом термодинамики, это количество теплоты может появиться лишь за счет уменьшения внутренней энергии единицы объема тела в единицу времени $\left(-\rho c \dfrac{\partial T}{\partial t}\right)$, а также за счет действия внутренних источников теплоты мощностью $q_v$ (Вт/м$^3$), которые могут иметь различную физическую природу. Поэтому

$$dQ_t = \int_V \left[ q_v - \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \right] dt\, dV, \quad (2.3)$$

где $c$ – удельная теплоемкость тела.

Левые части выражений (2.2) и (2.3) равны, поэтому

$$\int_V \left[ \rho c \frac{\partial T}{\partial t} - q_v + \nabla \vec{q} \right] dt\, dV = 0.$$

Так как объем $V$ выбран произвольно, равенство нулю интеграла означает, что

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - q_v + \nabla \vec{q} = 0. \quad (2.4)$$

Теплота переносится в твердом теле теплопроводностью, поэтому с учетом уравнения (2.1) и соотношения $\nabla \vec{q} = -\nabla(\lambda \nabla T)$ уравнение теплопроводности имеет вид

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(\lambda \nabla T) + q_v. \quad (2.5)$$

Это уравнение выражает зависимость изменения во времени температуры в некоторой точке тела от свойств поля и производительности источников теплоты в окрестности этой точки, т. е. устанавливает связь между пространственными и временными изменениями температуры. Решая уравнение теплопроводности, можно определить температурное поле в твердом теле. При этом искомая функция $T(x, y, z, t)$ должна удовлетворять уравнению (2.5) и, следовательно, соответствовать закону сохранения энергии. Однако для получения однозначного решения уравнения (2.5) необходимо выполнение следующих условий:

1) геометрических, согласно которым задаются форма и размеры твердого тела;
2) физических, задаваемых физическими свойствами тела $\lambda$, $c$ и $\rho$ или (при необходимости) их зависимостями от температуры;
3) начальных, устанавливающих распределение температуры в теле в начальный момент времени;
4) граничных первого, второго или третьего рода.

Граничные условия первого рода определяют температуру на поверхности твердого тела как функцию координат и времени. Согласно граничным условиям второго рода, задается плотность теплового потока (или составляющая градиента температуры, нормальная к поверхности тела) на поверхности тела в виде функции координат поверхности тела и времени. Граничные условия третьего рода – задание температуры жидкой или газообразной среды, окружающей твердое тело, и закона теплообмена между телом и рабочей средой.

Аналитическое выражение граничных условий третьего рода может быть получено с помощью закона теплоотдачи Ньютона

$$q_{ст} = \alpha\,(T_{ст} - T_{ж}). \quad (2.6)$$

Таким образом, плотность теплового потока $q_{ст}$, который переносится путем конвекции от поверхности твердого тела в среду, пропорциональна разности температур поверхности тела ($T_{ст}$) и среды ($T_{ж}$).

***Коэффициент теплоотдачи*** характеризует количество теплоты, переданное в единицу времени через единицу площади поверхности твердого тела путем конвекции при разности температур между поверхностью тела и средой в 1 К.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha$ определяет интенсивность теплоотдачи с поверхности. Количество теплоты, соответствующее значению $q_{ст}$, должно подводиться к поверхности тела путем теплопроводности изнутри, поэтому

$$q_{ст} = -\lambda(\mathrm{grad}_n T)_{ст}, \tag{2.7}$$

где $\mathrm{grad}_n T$ – составляющая градиента температуры, нормальная к поверхности тела.

Приравнивая правые части уравнений (2.6) и (2.7), получаем

$$\alpha\,(T_{ст} - T_{ж}) = -\lambda(\mathrm{grad}_n T)_{ст}. \tag{2.8}$$

В соответствии с граничными условиями третьего рода, значения $T_{ж}$ и $\alpha$ должны быть заданы.

## Теплопроводность при стационарном режиме

При установившемся (стационарном) тепловом режиме $\dfrac{\partial T}{\partial t} = 0$, поэтому уравнение (2.5) принимает вид

$$\nabla(\lambda \nabla T) + q_v = 0. \tag{2.9}$$

Развернутая форма оператора $\nabla(\lambda\nabla T)$ зависит от выбранной системы координат. Температурное поле в неограниченной плоской, бесконечно длинной цилиндрической и сферической стенках при постоянных граничных условиях и объемном выделении (поглощении) теплоты является одномерным и определяется из уравнения типа (2.9) в форме, обобщающей эти три практически важных случая:

$$r^{-n} d(r^n \lambda\, dT / dr) / dr + q_v = 0, \tag{2.10}$$

где $n = 0$, $n = 1$, $n = 2$ для плоской, цилиндрической и сферической стенок соответственно; $r$ – координата. Интегрируя уравнение (2.10), при $\lambda = \lambda_0(1 + bT)$ получаем

$$T + bT^2/2 = C\Psi + B + \omega r^2;\ \omega = -q_v(n+1)^{-1}/(2\lambda_0); \tag{2.11}$$

$$n=0: \Psi = r;\ \ n=1: \Psi = \ln r;\ \ n=2: \Psi = -r^{-1};\ \ (b, \lambda_0, q_v) \in \{\mathrm{const}\}. \tag{2.12}$$

Константы интегрирования $C$ и $B$ могут быть найдены из граничных условий. При этом удобно пометить нижними индексами 1 и 2 значения переменных ($r$, $T$, $\Psi$ и др.) для левой и правой граничных поверхностей плоской стенки, а также для внутренней и внешней поверхностей цилиндрической и сферической стенок. В частности, при задании граничных условий первого рода значения $C$ и $B$ определимы из системы двух линейных алгебраических уравнений, получаемых подстановкой в выражения (2.11) граничных значений $r$ и $T$. Подставляя значения $C$ и $B$ в уравнения (2.11), находим выражения для распределения температуры

$$T = \omega r^2 - \sum_s (-1)^s (\Psi_{\bar{s}} - \Psi)(T_s - \omega r_s^2)\Psi_\Delta^{-1};$$
$$\Psi_\Delta = \Psi_2 - \Psi_1,\ \{s\} = \{\bar{s}\} = (1, 2),\ \bar{s} \neq s, \tag{2.13}$$

справедливые при $b = 0$ (для простоты).

Используя выражение (2.13) и закон Фурье (2.1), можно вычислить тепловые потоки в направлении оси $r$, проходящие через стенку при $b = 0$:

$$q = -\lambda\, dT/dr = -\lambda(Cr^{-n} + 2\omega r);\ C = \sum_{s=1}^{2}(-1)^s(T_s - \omega r_s^2)\Psi_\Delta^{-1}. \tag{2.14}$$

С помощью выражений (2.14) можно получить решения и для других граничных условий. Например, при условиях третьего рода и при применении выражений (2.8) к обеим границам, получается система из двух уравнений относительно $\{T_s\}$:

$$\alpha_s(T_s - T_{жs})(-1)^s = -\lambda(Cr_s^{-n} + 2\omega r_s),\ s \in (1, 2). \tag{2.15}$$

Подставляя решения системы (2.15) в форме

$$T_{\bar{s}} = [\varphi_{\bar{s}}(\Psi_\Delta + \Lambda_s) + \varphi_s\Lambda_{\bar{s}}](\Psi_\Delta + \sum_{k=1}^{2}\Lambda_k)^{-1};\ \bar{s} \neq s;$$
$$\varphi_s = T_{жs} - \omega\Lambda_s(-1)^s\,[2r_s^{1+n} - (r_2^2 - r_1^2)\Psi_\Delta^{-1}];\ \Lambda_s = \lambda r_s^{-n} / \alpha_s \tag{2.16}$$

в выражения (2.13), получаем искомый результат.

Решение (2.13) уравнения (2.10) получено в предположении равномерно распределенного внутреннего тепловыделения ($q_v$ = const), что может быть связано с нагреванием тел электрическим током, действием химических реакций, наличием ядерных превращений или другими физическими эффектами.

Из выражения (2.13), в частности, следует, что для пластины толщиной $\delta$ при граничных условиях первого рода

$$T = T_1 + (T_2 - T_1)\,x / \delta + q_v x(\delta - x)\lambda^{-1}/2;\ 0 \le x \le \delta; \tag{2.17}$$

$$q = -\lambda\, dT/dx = -q_v(x - x_э);\ x_э = \delta/2 - \lambda\,(T_1 - T_2)/(\delta q_v). \tag{2.18}$$

В уравнении (2.18) $x_э$ – значение координаты, соответствующее экстремуму температуры.

На основе выражений (2.12), (2.13), (2.16) для сплошного цилиндра радиусом $R$ при граничных условиях третьего рода получается, что

$$T = T_ж + 0{,}5q_v R / \alpha + 0{,}25(R^2 - r^2)q_v / \lambda. \tag{2.19}$$

При этом тепловой поток, отнесенный к 1 м длины цилиндра,

$$q_l = -2\pi R\lambda(dT/dr)_{ст} = 2\alpha(T_{ст} - T_ж)\pi R = \pi R^2 q_v.$$

При граничных условиях первого рода в выражении (2.19) следует принять $\alpha \to \infty$, $T_ж = T_{ст}$. А для полого цилиндра при граничных условиях третьего рода, но с внешней теплоизоляцией ($\alpha_2 = 0$) применение выражений (2.13), (2.16) при $r = r_1$ дает

$$q = \lambda(dT/dr) = 0{,}5q_v r_1[(r_2/r_1)^2 - 1].$$

При $q_v = \omega = 0$ и граничных условиях третьего рода целесообразно иметь более общие формулы для стенок из $m$ слоев ($m \ge 1$) с коэффициентами теплопроводности $\lambda_i$ ($i = 1, 2, \ldots, m$). В этом случае в пределах каждого $i$-го слоя будет справедливо решение типа (2.13) при

$$\{\bar{s}\} = \{s\} = \{i, i+1\}, r_i \le r \le r_{i+1}, \Psi_\Delta = \Psi_{\Delta i} = \Psi_{i+1} - \Psi_i, \Psi_i = \Psi(r_i). \quad (2.20)$$

Необходимая для определения констант $\{T_i, i = 1, ..., (m+1)\}$, а также величины $q_0 = q_i r_i^n$, пропорциональной тепловому потоку через слой стенки, алгебраическая система состоит из следующих $(m+2)$ уравнений, которые выводят, применяя выражения (2.6) и (2.14) к границам стенки и к каждому из ее слоев:

$$q_0 = \alpha_i(-1)^i r_{(i)}^n (T_{(i)} - T_{жi}), \ i \in (1, 2), (i) \in (1|_{i=1}, (m+1)_{i=2});$$
$$q_0 = \lambda_s(T_s - T_{s+1})\Psi_{\Delta s}^{-1}, \ s \in (1, 2, ..., m). \quad (2.21)$$

С учетом обозначений (2.20) и решения системы (2.21), из выражений (2.13) следует, что в пределах $i$-го слоя

$$T = T_{ж1} + (T_{ж2} - T_{ж1}) R_i(\Psi) / R; \quad R = R_m(\Psi_{m+1}) + (r_{m+1})^{-n}/\alpha_2; \quad (2.22)$$

$$R_i(\Psi) = r_1^{-n}/\alpha_1 + \sum_{s=1}^{i-1} \Psi_{\Delta s}/\lambda_s + (\Psi - \Psi_i)\lambda_i^{-1},$$

$$\Psi_i \le \Psi \le \Psi_{i+1}; \quad \kappa = 2^n/R. \quad (2.23)$$

Выражения типа $\Psi_{\Delta s}/\lambda_s$ и $r_{(i)}^{-n}/\alpha_i$ в равенстве (2.23) называют термическими сопротивлениями теплопроводности $s$-го слоя и теплоотдачи. В выражении (2.22) $R$ – полное термическое сопротивление стенки; в формуле (2.23) $\kappa$ – коэффициент теплопередачи. При этом предполагается, что между слоями имеет место идеальный тепловой контакт или известно термическое сопротивление контакта.

Получаемое по формуле (2.22) распределение температуры $T_i (i \le 4)$ в многослойной цилиндрической стенке ($\Psi = \ln r$, $n = 1$) представлено на рис. 2.1. При этом тепловой поток, отнесенный к единице длины трубы,

$$q_l = q_i 2\pi r_i = 2\pi q_0 = \kappa\, \pi(T_{ж2} - T_{ж1}), \ \kappa = 2/R. \quad (2.24)$$

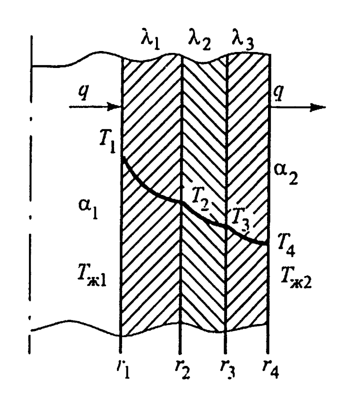



**Рис. 2.1.** Распределение температуры $T$ в многослойной цилиндрической стенке

При выборе толщины изоляции трубопровода следует иметь в виду, что по мере увеличения внешнего радиуса слоя изоляции $r_3$ ($r_3 > r_2$, $r_2$ – внешний радиус неизолированной трубы, число слоев $m = 2$) термическое сопротивление изоляции $(1/\lambda_2) \ln (r_3/r_2)$ возрастает, а отношение $1/(\alpha_2 r_3)$ уменьшается. Исследование функции $q_l (r_3)$ на экстремум показывает, что $q_l = q_{l\,max}$ при условии $r_3 = \lambda_2/\alpha_2$.

В случае, когда требуется снизить термическое сопротивление теплоотдачи, поверхность теплообмена может быть увеличена путем оребрения. Значение теплового потока (2.24) при граничных условиях первого рода можно определить, если принять $\alpha_1 \to \infty$ и $\alpha_2 \to \infty$ ($T_{ст1} = T_{ж1}$, $T_{ст2} = T_{ж2}$).

## Теплопроводность при нестационарном режиме

Нестационарные процессы теплопроводности сопровождаются изменением во времени температуры, внутренней энергии и энтальпии вещества и наблюдаются при нагревании или охлаждении тел. При протекании нестационарных процессов с течением времени температура в каждой точке тела может стремиться к некоторому определенному предельному значению или периодически изменяться.

В большинстве случаев процесс теплопроводности удается разделить на несколько стадий. Первая стадия характеризуется существенной зависимостью температурного поля от начальных условий. Вторая стадия включает режим упорядоченного процесса и, в частности, регулярный режим, для которого характерна монотонная зависимость изменения температуры во времени,

$$\partial(\ln\theta)\,/\,dt = -m < 0,$$

где $\theta$ – разность температур тела и среды; $m$ – постоянная (темп охлаждения). На этой стадии определяющими являются условия на границах тела. Третья стадия соответствует режиму стационарной теплопроводности.

Задачи нестационарной теплопроводности решаются как точными аналитическими, так и приближенными численными методами. Рассмотрим один из аналитических методов – метод разделения переменных, или метод Фурье. При постоянных физических свойствах тела и $q_v = 0$ уравнение (2.5) принимает вид

$$\partial T\,/\,\partial t = a\nabla^2 T, \qquad (2.25)$$

где $a = \lambda\,/(c\rho)$ – коэффициент температуропроводности, характеризующий скорость изменения температуры в теле; $\nabla^2 T$ – дифференциальный оператор – мера отклонения температуры в данной точке тела от средней температуры в ее окрестности.

Чтобы получить решение уравнения (2.25) в наиболее общем виде, целесообразно ввести новые, безразмерные переменные: время (через комплекс Фурье) $\mathrm{Fo} = \alpha t\,/\,\delta^2$; температуру $\theta = (T - T_ж)\,/(T_1 - T_ж)$ и координаты $x/\delta$, $y/\delta$ и $z/\delta$ ($T_1$ – температура тела в начальный момент времени: $\delta$ – характерный размер тела). Поскольку

$$\frac{\partial\theta}{\partial(\mathrm{Fo})} = \left[\frac{\partial T}{\partial t}\right]\delta^2 a^{-1}/\,(T_1 - T_ж), \qquad \nabla^2\theta = \nabla^2 T\delta^2\,/(T_1 - T_ж),$$

а следовательно,

$$\frac{\partial T}{\partial t} = [a(T_1 - T_ж)\,/\,\delta^2]\frac{\partial\theta}{\partial(\mathrm{Fo})}$$

и

$$\nabla^2 T = \nabla^2\theta\,(T_1 - T_ж)\,/\,\delta^2,$$

уравнение (2.25) в новых переменных примет вид

$$\frac{\partial\theta}{\partial(\mathrm{Fo})} = \nabla^2\theta \quad (0 \le \theta \le 1,\ \mathrm{Fo} \ge 0). \qquad (2.26)$$

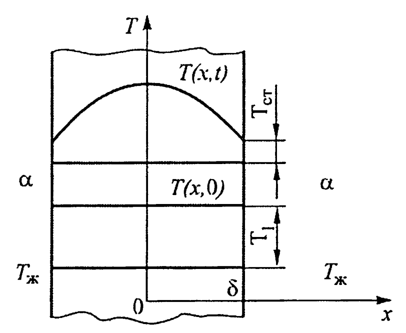



**Рис. 2.2.** Распределение температуры в неограниченной плоской стенке при нестационарном режиме

Метод разделения переменных основан на подборе частных решений, удовлетворяющих уравнению (2.26) и граничным условиям. Линейная комбинация этих решений должна отвечать начальным условиям. Частное решение исходного уравнения представляется в виде произведения двух новых неизвестных функций, одна из которых $\varphi$ зависит только от времени, а другая $\psi$ – только от координат. Подставив эти функции в уравнение (2.26), получим $\varphi'\psi = \varphi\nabla^2\psi$, или после разделения переменных

$$\varphi'/\varphi = \nabla^2\psi/\psi. \qquad (2.27)$$

Поскольку $\varphi'/\varphi$ зависит только от времени, а $\nabla^2\psi/\psi$ только от координат, равенство (2.27) возможно лишь при условии $\varphi'/\varphi = \nabla^2\psi/\psi = \mathrm{const}$. Обозначив пока неизвестную константу $(-\beta^2)$, получим два обыкновенных дифференциальных уравнения

$$\varphi' + \beta^2\varphi = 0; \qquad (2.28)$$

$$\nabla^2\psi + \beta^2\psi = 0 \qquad (2.29)$$

для определения $\varphi$ и $\psi$.

В качестве примера рассмотрим процесс охлаждения (или нагревания) неограниченной плоской стенки (пластины) толщиной $2\delta$, которую помещают в жидкую или газообразную среду с постоянной температурой $T_ж$. Распределение температуры в неограниченной плоской стенке при нестационарном режиме показано на рис. 2.2. Интенсивность теплоотдачи на границах пластины определяется коэффициентом теплоотдачи $\alpha$. В начальный момент времени температура пластины $T_1 = \mathrm{const}$. В рассматриваемом одномерном случае, при $\nabla^2\theta = \dfrac{\partial^2\theta}{\partial\xi^2}$, исходное уравнение теплопроводности (2.26) можно представить как

$$\frac{\partial\theta}{\partial(\mathrm{Fo})} = \frac{\partial^2\theta}{\partial\xi^2}, \qquad (2.30)$$

где $\xi = x/\delta$ $(-1 < \xi < 1)$; начало координат помещено в центральной плоскости пластины.

В безразмерных переменных граничные условия третьего рода примут вид

$$\theta_{ст}\mathrm{Bi} = \pm\left[\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\right]_{ст}, \qquad (2.31)$$

где $\mathrm{Bi} = \alpha\delta/\lambda$ – безразмерный комплекс Био; $\theta_{ст} = (T_{ст} - T_ж)/(T_1 - T_ж)$ – безразмерная температура стенки.

Начальные условия: $\theta_{ст} = (T_{ст} - T_ж)/(T_1 - T_ж) = 1$ $(T = T_1)$ при $\mathrm{Fo} = 0$ $(t = 0)$. Поскольку для одномерной задачи $\nabla^2\psi = d^2\psi/d\xi^2 = \psi''$, решения уравнений (2.28) и (2.29) могут быть представлены в форме $\varphi(\mathrm{Fo}) = e^{-\beta^2\mathrm{Fo}}$ и $\psi(\xi) = C_1\cos(\beta\xi) + C_2\sin(\beta\xi)$.

Ввиду симметрии граничных условий $\left[\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\right]_{\xi=0}=0, \left[\frac{\partial\psi}{\partial\xi}\right]_{\xi=0}=0, C_2=0$ и $\theta=C_1\,[\cos(\beta_i\xi)]\times$ $\times\, e^{-\beta^2 \mathrm{Fo}}$. Подставив значения $\theta_{\text{ст}}=[\theta]_{\xi=1}$ и $\left[\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\right]_{\xi=1}$ в (2.31), получим уравнение для определения константы $\beta$ в виде Bi: $\cos\beta=\beta\sin\beta$ или $Ctg\,\beta_i=\beta_i/\mathrm{Bi}$ ($i=1, 2, 3, \ldots, \infty$). Каждый корень $\beta_i$ этого уравнения соответствует частному решению уравнения (2.30), поэтому общее решение может быть представлено в виде суммы:

$$\theta=\sum_{i=1}^{\infty} C_i\,[\cos(\beta_i\xi)]\;e^{-\beta_i^2\mathrm{Fo}}. \tag{2.32}$$

В соответствии с начальными условиями ($\theta=\theta_1=1$, $e^{-\beta_i^2\mathrm{Fo}}=1$ при $\mathrm{Fo}=0$), $\sum_{i=1}^{\infty} C_i\cos(\beta_i\xi)=1$. Умножим обе части этого равенства на $\cos(\beta_j\xi)$ и проинтегрируем в пределах от $-1$ до $+1$:

$$\sum_{i=1}^{\infty}\int_{-1}^{+1} C_i\cos(\beta_i\xi)\cos(\beta_j\xi)d\xi=\int_{-1}^{+1}\cos(\beta_j\xi)d\xi. \tag{2.33}$$

С учетом свойств системы ортогональных функций все слагаемые уравнения (2.33) при $i\neq j$ равны нулю, поэтому при $i=j$ уравнение (2.33) можно представить в виде

$$C_i\approx\int_{-1}^{+1}\cos(\beta_i\xi)d\xi\Big/\int_{-1}^{+1}\cos^2(\beta_i\xi)d\xi=2\sin\beta_i/(\beta_i+\sin\beta_i\cos\beta_i).$$

Каждому значению $\beta_i$ соответствует определенное значение константы интегрирования $C_i$. Для определения значений $\beta_i$ и $C_i$ существуют таблицы.

Анализ результатов решения показывает, что для расчета значений $\theta$ достаточно ограничиться шестью членами ряда. Из полученного решения следует, что при $\mathrm{Bi}<0{,}1$ температуры поверхности и середины пластины практически одинаковы при всех Fo. При $\mathrm{Bi}>100$ можно считать, что $T_{\text{ст}}\approx T_{\text{ж}}$.

Температуры поверхностей и середины пластины могут быть также найдены с помощью имеющихся номограмм, на которых приведены зависимости $\theta_{\text{ст}}$ и $\theta_0$ от безразмерного времени $at/\delta^2$ при различных значениях $\alpha\delta/\lambda$ ($\theta_0$ — безразмерная температура середины пластины).

После того, как получено распределение температур в пластине $\theta=\theta(\xi,\mathrm{Fo})$, для каждого значения Fo можно определить количество теплоты $Q_t$, воспринятое или отданное пластиной во внешнюю среду:

$$Q_t/Q_{t0}=0{,}5\int_{-1}^{+1}(1-\theta)\,d\xi,$$

где $Q_t=2c\rho\delta A(T_1-\overline{T})=c\rho\,\delta A\int_{-1}^{+1}(T_1-T)\,dx$; $Q_{t0}=2c\rho\delta(T_1-T_{\text{ж}})\,A$; $A$ – площадь поверхности пластины; $\overline{T}$ – среднеобъемная температура пластины.

Решение задачи теплопроводности с условиями $\theta=\theta_1=1$ при $0\le x\le\infty$, $t=0$ и $\theta=\theta_{\text{ст}}=0$ при $t>0$, $x=0$, т. е. для бесконечно толстой неограниченной стенки, имеет вид

$$\theta=\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_{\eta=0}^{\eta=z}e^{-\eta^2}d\eta,$$

где $\theta=[T(x,t)-T_{\text{ст}}]/(T_1-T_{\text{ст}})$.

Анализируя результаты решения этой задачи, можно показать, как влияют физические свойства материала стенки на процесс нестационарной теплопроводности.

Полученный интеграл является функцией только верхнего предела $z = 0{,}5x/(\sqrt{at})$, поэтому $\theta = G(z)$ или, так как $at/x^2 = 1/(4z^2)$, $\theta = \varphi(at/x^2)$ (табл. 2.1).

*Таблица 2.1*

| $z = 0{,}5x/(\sqrt{at})$ | $z = \infty$ | 2,5 | 1,5 | 0,95 | 0,8 | 0,65 | 0,50 | 0,40 | 0,25 | 0,10 | 0,01 | 0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $at/x^2$ | 0 | 0,04 | 0,111 | 0,277 | 0,391 | 0,592 | 1,000 | 1,56 | 4,00 | 25 | 2500 | $\infty$ |
| $\theta$ | 1 | 0,999 | 0,966 | 0,820 | 0,742 | 0,642 | 0,521 | 0,428 | 0,276 | 0,112 | 0,0113 | 0 |

Обратная функция будет иметь вид $at/x^2 = F(\theta)$. Следовательно, время, необходимое для проникновения некоторой заданной температуры на глубину $x$, равно $t = (x^2/a)F(\theta)$. Отсюда следует, что время $t$ обратно пропорционально коэффициенту температуропроводности $a$.

Количество теплоты, отдаваемой полуограниченным телом в окружающую среду в интервале времени от $t = 0$ до $t = t_k$,

$$Q_t = -\frac{2A}{\sqrt{\pi}}\sqrt{\lambda c\rho}\sqrt{t_k} = -\frac{2Ab}{\sqrt{\pi}}\sqrt{t_k},$$

где $A$ – площадь поверхности стенки.

Сопоставление коэффициента температуропроводности $a = \lambda/(c\rho)$ с коэффициентом теплоусвоения (проникновения теплоты) $b = \sqrt{\lambda c\rho}$ показывает, что влияние объемной теплоемкости материала ($c\rho$) проявляется различно. В связи с этим вопрос о выборе материала для нагреваемой стенки следует решать по-разному в зависимости от того, следует ли обеспечить медленное распространение начальной температуры (малое значение $a$) или необходимо создать такие условия, при которых за определенный промежуток времени в стенку проникает возможно меньшее количество теплоты (малое значение $b$). Примером первого подхода может служить выбор теплозащитного покрытия, а второго – выбор футеровки периодически действующей печи.

Аналогичные решения задач теплопроводности существуют также для тел, имеющих форму бесконечно длинного цилиндра и шара.

Задачи нестационарной теплопроводности для некоторых тел ограниченной протяженности (цилиндра, параллелепипеда, призмы) могут быть решены с помощью принципа наложения решений. Например, если цилиндр длиной $2\delta$ помещен в среду с температурой $T_ж$, то при интенсивности теплоотдачи $\alpha$, одинаковой со всех сторон, его температура определится произведением $\theta_ц\theta_п$ безразмерных температур бесконечного цилиндра того же радиуса и неограниченной пластины толщиной $2\delta$. Справедливость этого можно установить, подставив произведение $\theta_ц\theta_п$ в исходное уравнение. Однако принцип наложения решений применим только для тех задач, которые описываются уравнением теплопроводности в линейном приближении, т. е. при постоянных значениях $\lambda$, $c$, $\rho$ и линейных граничных условиях.

## 2.2. Численные методы решения задач теплопроводности

### Явные и неявные конечно-разностные аппроксимации

Для решения многих (особенно многомерных) задач с переменными значениями $\lambda$, $c$ и $\rho$ и зависимостью $q_v$ от координат и времени, переменными и нелинейными граничными условиями точные аналитические методы оказываются неприемлемыми. Вместо них используются приближенные методы решения уравнений типа (2.5), в частности, метод конечных разностей. При применении последнего решение может быть найдено лишь в некотором дискретном множестве значений аргументов. При этом вместо дифференциального оператора используется так называемый разностный оператор уравнения; решение дифференциального уравнения сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений. Возможно использование разностных уравнений, составленных как по явной, так и неявной конечно-разностной схеме.

### Явные конечно-разностные уравнения

Аналог одномерного дифференциального уравнения теплопроводности типа (2.25) получен в форме

$$\sum_E C_E T^{\chi}_{i+E} = DT^{\bar{\chi}}_i;\ C_1 = C_{-1} = a/\Delta x^2;\ D = C_0 + 2C_1 = 1/\Delta t. \tag{2.34}$$

Здесь $\{E\} = (-1, 0, 1)$; $\chi = k$; $\bar{\chi} = k + 1$; обозначение $T^k_i$ использовано для температуры, соответствующей значениям аргументов $x_i$ и $t_k$. В простейшем случае

$$t_k = k\Delta t;\ x_i = (i-1)\Delta x;\ i = 2, 3, \ldots, n-1;\ (\Delta x, \Delta t) \in \{\mathrm{const}\}, \tag{2.35}$$

т. е. все интервалы между ближайшими рассматриваемыми значениями аргументов одинаковы.

Приведенные в уравнениях (2.34) значения констант определены с учетом разложения функции $T(x, t)$ в ряд Тейлора в окрестности значений аргументов по выражениям (2.35), а именно:

$$T^{k+e}_{i+E} = T^k_i + \sum_{s=1}^{S} [(e + E)\Delta Z]^s (\partial^s T/\partial Z^s)^k_i / s; \tag{2.36}$$
$$(Z, S, E, e) \in ((x, 4, E, 0), (t, 2, 0, 1)).$$

В силу равенства (2.36) разность между одномерным дифференциальным оператором из уравнения (2.25) и выражением типа (2.34) в общем случае имеет вид

$$\left[\sum_E C_E - D\right]\overline{T} + \sum_{s=1}^{4}\sum_E C_E(E\Delta x)^s(\partial^s\overline{T}/\partial x^s)/s! - D\sum_{s=1}^{2}(e\Delta t)^s(\partial^s\overline{T}/\partial t^s)/s! +$$
$$+ (\partial\overline{T}/\partial t - a\partial^2\overline{T}/\partial x^2) = e(T);$$
$$\partial^s\overline{T}/\partial Z^s = (\partial^s T/\partial Z^s)^k_i,\ s \ge 0. \tag{2.37}$$

Чтобы из выражения (2.37) исключить слагаемые с более низким порядком малости, чем $O(\Delta t + \Delta x^2)$, нужно в этом выражении приравнять нулю коэффициенты при каждой из величин $\partial^s\overline{T}/\partial x^s (s = 0, 1, 2)$ и $\partial\overline{T}/\partial t$. Это приведет к тем же

значениям констант, что и в уравнении (2.34). Погрешность, возникающая в результате замены уравнения (2.25) его конечно-разностным аналогом,

$$e(T) = a\,(\partial^4 \overline{T} / \partial x^4)(\Delta x)^2 / 12 - 0{,}5(\Delta t)\partial^2 \overline{T} / \partial t^2. \qquad (2.38)$$

Совокупность выражений (2.34) и (2.35), дополненную соотношениями с $i = \{1, n\}$, полученными с учетом граничных условий, следует рассматривать как систему линейных алгебраических уравнений, число $n$ которых равно числу неизвестных температур $\{T_i^{k+1}\}$. В процессе вычисления $\{T_i^{k+1}\}$ система последовательно решается для каждого шага по времени ($k$ = 1, 2, ...), т. е. столько раз, сколько шагов (слоев) в расчетном промежутке времени.

Значения $\Delta t$ и $\Delta x$ следует выбирать обеспечивающими устойчивость решения, т. е., по меньшей мере, ограниченность решения системы (2.34) при однородных граничных условиях. В частности, достаточное условие устойчивости системы (2.34) может быть представлено в следующих эквивалентных формах:

$$C_E \geq 0,\ 1 - 2C_1\Delta t \geq 0;\ a\Delta t / \Delta x^2 \leq 0{,}5. \qquad (2.39)$$

При выполнении условий (2.39) ограниченность решения системы очевидна:

$$\max_i |T_i^{k+1}| \leq D^{-1} \sum_E C_E \max_i |T_i^k| = \max_i |T_i^k|,\ k \in (1, 2, ...).$$

Это простое доказательство в несколько измененном виде применимо и в том случае, когда λ, $c$ и ρ, входящие в коэффициент температуропроводности $a$, переменные.

С помощью аналогичной системы неравенств можно вывести условия устойчивости для решения многомерных задач по рассмотренной выше явной схеме, а также найти условия устойчивости разностных уравнений, соответствующих узлам, лежащим на границах тела. Так, одномерное разностное уравнение, приближенно выражающее условие теплового баланса для граничного узла *1* (рис. 2.3) разностной сетки,

$$\alpha_1^k(T_{ж1}^k - T_1^k) - \lambda(T_1^k - T_2^k) / \Delta x = 0{,}5c\rho\Delta x\,(T_1^{k+1} - T_1^k) / \Delta t. \qquad (2.40)$$

Здесь первое слагаемое левой части выражает плотность теплового потока, переносимого путем конвекции от среды с температурой $T_{ж1}$ к поверхности неограниченной плоской стенки, второе – плотность теплового потока, переносимого путем теплопроводности от граничного узла *1* к узлу *2* твердого тела. Правая часть уравнения (2.40) учитывает изменение энтальпии массы тела, соответствующей толщине слоя стенки $0{,}5\Delta x$, за малый промежуток времени $\Delta t$.

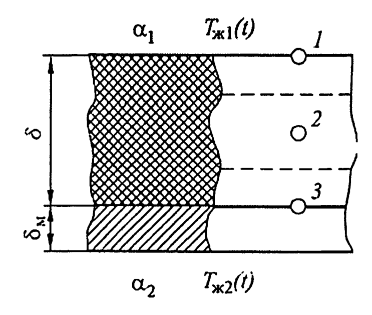



**Рис. 2.3.** Схема расположения узлов при решении одномерной задачи теплопроводности разностным методом

После приведения уравнения (2.40) к виду (2.34) из неравенств, выражающих условия устойчивости, можно получить $a\Delta t(1 + \alpha_1\Delta x / \lambda) / (\Delta x)^2 \leq 0{,}5$. Для граничного узла сетки наибольший допустимый шаг по времени зависит не только от $\Delta x$ и $a$, но и от коэффициентов теплоотдачи $\alpha_1$ и теплопроводности λ.

## Неявные конечно-разностные уравнения

Для повышения точности решения значения $\Delta x$ следует выбирать достаточно малыми, а значения $\Delta t$ должны быть пропорциональны $(\Delta x)^2$, что следует из условий устойчивости. Однако при этом для завершения процесса решения может потребоваться чрезмерно большое число шагов по времени, в связи с чем решение окажется практически невыполнимым. В этих случаях используются неявные конечно-разностные уравнения вида (2.34), но при $\chi = k+1, \bar{\chi} = k$, $D = -1/\Delta t$. Такой подход соответствует использованию разностей температур во времени, вычисляемых «назад» (а не «вперед», как в случае явных конечно-разностных уравнений) относительно того момента времени, для которого выражается левая часть (2.34). При этом система уравнений безусловно устойчива, но процедура решения неявных разностных уравнений осложняется тем, что каждое из них (за исключением уравнений для границ) содержит три неизвестные температуры $T_{i+1}^{k+1}$, $T_i^{k+1}$, $T_{i-1}^{k+1}$ и все $n$ уравнений должны решаться совместно. Поскольку система уравнений имеет трехдиагональную матрицу, составленную из коэффициентов при неизвестных, каждое уравнение содержит не более трех неизвестных функций, и для получения решения может быть применен метод разностной факторизации или прогонки. Представим разностное уравнение (2.34) для $i$-го узла в форме

$$-A_i T_{i+1}^{k+1} + B_i T_i^{k+1} - C_i T_{i-1}^{k+1} = D_i. \qquad (2.41)$$

Линейная зависимость $T_i^{k+1}$ от $T_{i+1}^{k+1}$ может быть выражена соотношением

$$T_i^{k+1} = E_i T_{i+1}^{k+1} + F_i, \qquad (2.42)$$

где $E_i$ и $F_i$ – некоторые пока не известные коэффициенты.

Аналогично получаем $T_{i-1}^{k+1} = E_{i-1} T_i^{k+1} + F_{i-1}$. Подставим значение $T_{i-1}^{k+1}$ в уравнение (2.41), тогда

$$T_i^{k+1} = [A_i / (B_i - C_i E_{i-1})] T_{i+1}^{k+1} + (D_i + C_i F_{i-1}) / (B_i - C_i E_{i-1}). \qquad (2.43)$$

Сравнение выражений (2.42) и (2.43) показывает, что

$$B_i = A_i / (B_i - C_i E_{i-1}); \quad F_i = (D_i + C_i F_{i-1}) / (B_i - C_i E_{i-1}). \qquad (2.44)$$

Решение поставленной задачи состоит в последовательном вычислении коэффициентов прогонки $E_i$ и $F_i$ с $E_1, F_1$ по $E_n, F_n$ с определением неизвестных температур по уравнению (2.42) в обратном порядке. Например, если необходимо определить температурное поле в неограниченной плоской стенке, состоящей из слоя изоляции ($\delta$) и тонкого металлического слоя ($\delta_м$), при переменных граничных условиях третьего рода (рис. 2.3), то систему неявных конечно-разностных уравнений можно представить в виде

$$(T_i^{k+1} - T_i^k)\tau^{-1} = [K(T_{i+E}^{k+1} - T_i^{k+1}) + p_i(\theta_i - T_i^{k+1})](\omega + c\rho X/2)^{-1}; \qquad (2.45)$$

$$(T_j^{k+1} - T_j^k)\tau^{-1} = a(T_{j+1} - 2T_j + T_{j-1})^{k+1} X^{-2}, \qquad (2.46)$$

где $j = 2, 3, \ldots, (n-1)$; $\tau = \Delta t$; $X = \Delta x$; $p_i = \alpha_{(i)}^{k+1}$; $\theta_i = T_{ж(i)}^{k+1}$; $K = \lambda / X$,

$$(i, (i), E, \omega) \in \{(1, 1, 1, 0), (n, 2, -1, (c\rho\delta)_м)\}.$$

Здесь $\alpha_i$ и $T_{ж(i)}$ – коэффициенты теплоотдачи и температуры жидкости (газа) со стороны теплоизоляции ($i = 1$) или металлического слоя ($i = 2$); $a = \lambda/c\rho$ – коэффициент температуропроводности теплоизоляции; $n$ – число узлов.

Уравнения (2.45), соответствующие граничным узлам, составлены из условий теплового баланса [см. уравнение (2.40)]; к узлу $n$ отнесен слой изоляции толщиной $0,5X$ и металлический слой толщиной $\delta_м$.

Если не требуется высокой точности, стенку можно разбить на три узла ($n = 3$, см. рис. 2.3). Приведя уравнения (2.45), (2.46) к виду (2.41), получим

$$(1 + 2Kh)T_2^{k+1} - KhT_3^{k+1} - KhT_1^{k+1} = T_2^k, \quad i = 2; \tag{2.47}$$

$$(1 + 2h(K + p_i))T_i^{k+1} - 2KhT_2^{k+1} = T_i^k + 2hp_i\theta_i, \quad i \in (1, 3);$$
$$h = \tau(\omega(i-1)(i-2) + c\rho X)^{-1}. \tag{2.48}$$

Сопоставим уравнения (2.47) и (2.48) с выражением (2.41), определим коэффициенты $A_i$, $B_i$, $C_i$, $D_i$. Тогда, в соответствии с формулами (2.44)

$$[F_i(1 + h((2p_i|i-2| + K) - (i-1)KE_{i-1})) - T_i^{k+1}]h^{-1} \in (kF_1|_{i=2}, (2\theta_i p_i + (i-1)kF_2)_{i\neq 2});$$
$$E_i(Kh)^{-1} \in [0,5 + h(K + p_i))_{i=1}; (1 + Kh(2 - E_1))_{i=2}, 0|_{i=3}]. \tag{2.49}$$

Используя формулы (2.49), в обратном порядке вычисляем неизвестные температуры $\{T_i^{k+1}, i = 1...3\}$ в узлах сетки для ($k + 1$)-го момента времени по формулам (2.42).

Однотипные операции выполняются для каждого последующего шага (слоя) по времени до тех пор, пока не будут определены температуры в узлах сетки в заданный момент времени. Как и в явных схемах, при выполнении первого шага по времени температуры $T_1^k$, $T_2^k$ и $T_3^k$, входящие в $D_i$, задаются начальными условиями. При выполнении последующих шагов значения температур с верхним индексом $k$ берутся с предыдущего слоя по времени, т. е. значение $T_i^{k+1}$ становится $T_i^k$ в последующем слое.

В неявных абсолютно устойчивых разностных схемах рассмотренного типа допустимый шаг по времени выбирается только из соображений требуемой точности, причем погрешность аппроксимации как явной, так и неявной схемы пропорциональна $\Delta t$ и $(\Delta x)^2$. Однако в частных случаях, когда $\Delta t$ и $\Delta x$ выбраны так, что $a\Delta t / (\Delta x)^2 = 1/6$, эта погрешность существенно уменьшается и становится пропорциональной $(\Delta t)^2$ и $(\Delta x)^4$.

Явную и неявную схемы можно объединить:

$$(T_i^{k+1} - T_i^k)/\Delta t = a[(T_{i+1}^k - 2T_i^k + T_{i-1}^k)(1 - \sigma) + (T_{i+1}^{k+1} - 2T_i^{k+1} + T_{i-1}^{k+1})\sigma]/\Delta x^2. \tag{2.50}$$

Тогда при $\sigma = 0$ получится система явных, а при $\sigma = 1$ система неявных конечноразностных уравнений. Рациональный выбор весового множителя $\sigma$ при автоматизированном расчете позволяет решить задачу по той схеме, которая в данных условиях потребует минимальных затрат машинного времени. Можно показать, что при $0 \leq \sigma < 0,5$ эта схема устойчива при условии $2a\Delta t/(\Delta x)^2 \leq 1/(1 - 2\sigma)$. В интервале $0,5 \leq \sigma \leq 1$ никаких ограничений на устойчивость не накладывается. При $\sigma = 0,5 - (\Delta x)^2/(12a\Delta t)$ погрешность аппроксимации этой схемы пропорциональна $O[(\Delta t)^2] + O[(\Delta x)^4]$. При этом наибольшая степень точности будет получена, если $a\Delta t / (\Delta x)^2 = 1/(2\sqrt{5})$.

### Конечно-разностные схемы для решения двух- и трехмерных задач

Сложные многомерные задачи можно заменить последовательностью более простых одномерных. Пригодна, в частности, следующая безусловно устойчивая локально-одномерная схема:

$$(T_{i,j,l}^{k+s/S} - T_{i,j,l}^{k+(s-1)/S})(\Delta t)^{-1} = a(T_{i+E,j+e,l+\varepsilon}^{k+s/S} - 2T_{i,j,l}^{k+s/S} + T_{i-E,j-e,l-\varepsilon}^{k+s/S})(\Delta Z)^{-2}, \quad (2.51)$$

где $s = 1, 2, S; (Z, E, e, \varepsilon) \in ((x, 1, 0, 0)_{s=1}, (y, 0, 1, 0)_{s=2}, (z, 0, 0, 1)_{s=3})$; $T_{i,j,l}^{k} = T(x_i, y_j, z_l, t_k), Z_i = i\Delta Z$; $S = 3$ или $S = 2$ для трех- или двухмерных задач соответственно. При $S = 2$ третий слева нижний индекс ($l$) для температуры должен быть опущен.

В каждом разностном уравнении из (2.51) оставлены лишь члены, аппроксимирующие вторые производные по одной из координат. Поэтому эффективный метод прогонки применим и при решении многомерных задач.

## 2.3. Конвективный теплообмен

### Процесс теплоотдачи

При неизотермическом движении среды процесс конвекции всегда сопровождается теплопроводностью, роль которой зависит от характера течения и свойств жидкости. Условимся в дальнейшем под жидкостью (средой) понимать не только капельную жидкость, но и газ. Процесс теплоотдачи может происходить при естественной (свободной) и вынужденной конвекции.

***Естественная (свободная) конвекция*** возникает под действием неоднородного поля внешних массовых сил (сил гравитационного, инерционного, магнитного или электрического полей), приложенных к частицам жидкости внутри системы.

Естественная конвекция, например, воздуха в помещении сопровождается его нагревом от радиатора отопления.

***Вынужденная конвекция*** возникает под действием внешних поверхностных сил, приложенных на границах системы, или под действием однородного поля массовых сил, действующих в жидкости внутри системы. Вынужденная конвекция может осуществляться также за счет запаса кинетической энергии, полученной жидкостью вне рассматриваемой системы.

Вынужденная конвекция, например, при движении нагретой жидкости под действием разности давлений на концах трубы сопровождается ее охлаждением. В общем случае вынужденная конвекция может происходить вместе с естественной (***смешанная конвекция***).

Интенсивность теплоотдачи зависит от многих факторов и, в частности, от вида конвекции (свободная или вынужденная), режима течения жидкости (ламинарный или турбулентный), физических свойств среды (плотности $\rho$, теплопроводности $\lambda$, динамической вязкости $\mu$, массовой удельной теплоемкости $c$, коэффициента объемного расширения $\beta = -\left[\frac{\partial\rho}{\partial T}\right]_p/\rho$, а также от формы и размеров теплоотдающей или тепловоспринимающей поверхности обтекаемого средой тела.

При обтекании твердых тел потоком вязкой несжимаемой жидкости с постоянными физическими свойствами процесс теплоотдачи описывается системой дифференциальных уравнений, включающей уравнения движения, неразрывности и энергии. В двухмерном приближении эта система уравнений имеет вид

$$\rho(dw_x / dt) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x \beta \Delta T + \mu \nabla^2 w_x; \quad (2.52)$$

$$\rho(dw_y / dt) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y \beta \Delta T + \mu \nabla^2 w_y; \quad (2.53)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad (2.54)$$

$$\rho c(dT/dt) = \lambda \, \Delta^2 T, \quad (2.55)$$

где $x$ и $y$ – декартовы координаты; $w_x$ и $w_y$ – проекции вектора скорости на оси $x$ и $y$; $p$ – разность действительного давления движущейся жидкости и гидростатического давления покоящейся жидкости; $g_x$ и $g_y$ – проекции ускорения поля внешних массовых сил; $\Delta T = T - T_ж$; $d/dt = \frac{\partial}{\partial t} + w_x \frac{\partial}{\partial x} + w_y \frac{\partial}{\partial y}$ – полная производная (в условиях стационарных процессов $\frac{\partial}{\partial t} = 0$).

При выводе уравнений движения (2.52), (2.53) и уравнения неразрывности (2.54) использованы второй закон Ньютона, закон сохранения массы и экспериментальный закон вязкого трения.

Физический смысл уравнений движения состоит в том, что произведение массы на ускорение [$\rho\ (d\vec{w}/\ dt)$] равно сумме всех сил, действующих на элемент объема, выделенный в жидкости [сил давления grad $p$, подъемной силы $\rho\vec{g}\beta\Delta T$, равной разности архимедовой силы выталкивания и силы тяжести, и сил внутреннего трения ($\mu\nabla^2\vec{w}$), вызванных вязкостью жидкости]. Можно также сказать, что эти уравнения выражают закон сохранения импульса.

При выводе уравнений движения предполагалось, что зависимостью $\rho$ от $p$ можно пренебречь и входящая в уравнения плотность $\rho$ = const (несжимаемая жидкость). Однако причиной естественной конвекции является изменение плотности в зависимости от температуры, что учтено произведением $\beta\Delta T$. (Это справедливо при линейном изменении плотности от температуры.)

Уравнение (2.55) выражает закон сохранения энергии и является уравнением энергии. Оно может быть выведено путем замены в уравнении теплопроводности (2.25), справедливого для твердого тела, частной производной $\partial T/\partial t$ на полную $dT/dt$. Такая замена произведена в целях перехода от твердого тела к движущейся среде, в которой температура может изменяться не только в зависимости от времени, но и вследствие перемещения элемента объема в пространстве.

Таким образом, левая часть уравнения (2.55) учитывает перенос теплоты путем конвекции, а правая – путем теплопроводности. Уравнения энергии для газа и жидкости несколько различаются. В простейшем случае течения несжимаемой жидкости с постоянными $\lambda$, $\mu$, $c$ и $\beta$ различие состоит в том, что в уравнении (2.55)

для газа вместо теплоемкости $c$ используется изобарная теплоемкость $c_p$. Это следует из подробного вывода уравнения (2.55) на основе первого закона термодинамики.

Система уравнений (2.52) – (2.55) содержит следующие неизвестные функции: $w_x(x, y)$, $w_y(x, y)$, $p(x, y)$ и $T(x, y)$. В общем случае между полями скоростей и температур существует двусторонняя связь. В частном случае, когда действием подъемной силы $\rho\vec{g}\beta\Delta T$ можно пренебречь, поле скоростей при постоянных физических свойствах жидкости не зависит от поля температур. Аналогично уравнению теплопроводности систему уравнений (2.52) – (2.55) следует дополнить комплексом условий однозначности.

***Условия однозначности*** к системе уравнений, описывающих явление теплоотдачи, состоят из геометрических, физических, граничных и начальных условий. При решении стационарных задач начальные условия не задаются.

Условия однозначности определяют форму и размеры обтекаемого средой твердого тела, физические свойства среды ($\lambda$, $\mu$, $c$, $\rho$, $\beta$), а также условия протекания процесса на границах. Граничные условия обычно задаются в следующей форме: $w_x = w_y = 0$, $T = T_{ст}$ при $y = 0$; $w_x = w$, $T = T_ж$ при $y = \infty$ ($y$ – координата, нормальная к поверхности тела и отсчитываемая от его поверхности; $w$ – скорость невозмущенного набегающего потока; $T_ж$ – температура жидкости вдали от тела; $T_{ст}$ – температура поверхности тела). Продольная составляющая скорости $w_x = 0$, так как жидкость или газ, обтекающие тело, прилипают к его поверхности, что установлено опытным путем и справедливо для сплошной среды. Условия прилипания нарушаются только при обтекании тел потоком сильно разреженного газа; $w_y = 0$ вследствие непроницаемости поверхности тела.

В соответствии с законами теплоотдачи Ньютона (2.6) и теплопроводности Фурье (2.1) уравнение теплообмена на границе между твердым телом и средой принимает вид

$$\alpha(T_{ст} - T_ж) = -\lambda \left[\frac{\partial T}{\partial y}\right]_{ст}. \qquad (2.56)$$

Правая часть этого уравнения выражает плотность теплового потока, переносимого путем теплопроводности через теоретически бесконечно тонкий слой жидкости, неподвижный относительно поверхности обтекаемого тела.

Система уравнений (2.52)–(2.56) с заданными условиями однозначности позволяет определить неизвестный коэффициент теплоотдачи $\alpha$, а следовательно, плотность теплового потока $q_{ст}$, поступающего от тела к потоку (или в обратном направлении). При этом $q_{ст} = \alpha(T_{ст} - T_ж)$. Однако аналитическое решение системы в общем виде практически невыполнимо и может быть получено только при введении упрощающих предположений. В некоторых случаях, например для ламинарных течений, задача может быть решена численными методами с помощью ЭВМ. Трудности теоретического исследования явлений теплоотдачи приводят к широкому использованию полуэмпирических методов и экспериментальных данных.

## Методы подобия и размерности

***Необходимые и достаточные условия подобия физических явлений.*** Понятие подобия можно использовать не только в геометрии, но и распространить на физические явления. Подобными могут быть явления, имеющие одну и ту же физическую природу. Для подобия физических явлений необходимо, чтобы поля всех физических величин, характеризующих исследуемые явления, отличались только масштабом. Рассмотрим в качестве примера подобие процессов нестационарной теплопроводности. Из уравнения теплопроводности (2.25), с учетом геометрических, физических, граничных и начальных условий, следует, что явление теплопроводности в одномерном приближении характеризуется восемью размерными величинами:

$$(T - T_ж),\ x,\ t,\ l,\ a,\ \lambda,\ \alpha,\ (T_1 - T_ж), \tag{2.57}$$

где $T = T(x, t)$ – неизвестная функция; $l$ – некоторый характерный размер тела.

***Физическое подобие*** – соответствие между физическими процессами, выражающееся в тождественности их безразмерных математических описаний.

Физическое подобие возможно только при геометрическом подобии систем:

$$x''/x' = l''/l' = C_l, \tag{2.58}$$

где один штрих – для модели натурного объекта (на которой предполагается экспериментально исследовать явление теплопроводности), а два штриха – для натурного объекта, который обычно еще только проектируется; $C_l$ – константа подобия координат и геометрических размеров.

Кроме того, для подобия рассматриваемых явлений необходимо, чтобы преобразование подобия типа (2.58) выполнялось для всех физических величин, характеризующих явления, т. е.

$$\begin{gathered} a''/a' = C_a;\quad \lambda''/\lambda' = C_\lambda;\quad \alpha''/\alpha' = C_\alpha; \\ T''_ж / T'_ж = T''_1 / T'_1 = T'' / T' = C_T;\ t'' / t' = C_t. \end{gathered} \tag{2.59}$$

***Константы подобия*** – отношения однородных физических величин в сходственных точках модели и натурного объекта.

Константы подобия вычисляются для сходственных точек модели и натурного объекта, т. е. точек, координаты которых связаны между собой преобразованием (2.58) в моменты времени, отношение которых равно $C_t$. При существовании подобия константы $C_l$, $C_a$, $C_\lambda$, $C_\alpha$ и другие не зависят ни от координат, ни от времени.

Из изложенного следует, что для подобия физических явлений необходимо, чтобы они имели одну и ту же физическую природу, описывались одинаковыми дифференциальными уравнениями и имели подобные условия однозначности. Однако для таких сложных явлений, как процесс теплообмена, эти условия оказываются все же недостаточными для существования подобия.

Уравнения, описывающие процессы теплопроводности в модели (′) и натурном объекте (″), имеют вид

$$E_1 \partial T^c/\partial t^c = E_2 a^c \partial^2 T^c/\partial (x^c)^2,\quad c \in (',''); \tag{2.60}$$

$$E_3 \alpha^c (T^c_{ст} - T^c_ж) = -E_4 \lambda^c (\partial T^c / \partial x^c)_{ст},\quad E_i = 1. \tag{2.61}$$

В соответствии с условиями (2.58) и (2.59) выражения (2.60) и (2.61) для $c = ''$ можно записать и для $c = '$, но со следующими значениями:

$$E_1 = C_T / C_t;\ E_2 = C_a\, C_T\, C_l^{-2};\ E_3 = C_\alpha\, C_T;\ E_3 = C_\lambda\, C_T / C_l. \qquad (2.62)$$

Одна и та же неизвестная функция $T'(x,t)$ может быть найдена на основе выражений типа (2.60), (2.61) как при $E_i = 1$, так и при $E_i$ по выражениям (2.62). Однако это возможно только в случае фактической тождественности выражений в обоих вариантах, т. е. при $E_1 = E_2$, $E_3 = E_4$. Отсюда очевидна взаимосвязь констант подобия, которая в рассматриваемом случае выражается следующим образом: $C_T / C_t = C_a\, C_T / C_l^2$; $C_\alpha\, C_T = C_\lambda\, C_T / C_l$. Возвращаясь теперь к размерным переменным с помощью соотношений (2.58) и (2.59), получим

$$a't'/l'^2 = a''t''/l''^2,\ \alpha'l'/\lambda' = \alpha''l''/\lambda''. \qquad (2.63)$$

Следовательно, безразмерные комплексы $\mathrm{Bi} = \alpha l/\lambda$ и $\mathrm{Fo} = \alpha t/l^2$, критерии подобия для подобных явлений, должны сохранять одно и то же значение.

***Критерии подобия*** – безразмерные числа, составленные из размерных физических величин, определяющих рассматриваемые физические явления.

Критерии подобия с физической точки зрения выражают соотношения между различными физическими эффектами, характеризующими данное явление. Например, критерий Био можно рассматривать как отношение термического сопротивления теплопроводности стенки ($l/\lambda$) к термическому сопротивлению теплоотдачи ($1/\alpha$), в то время как критерий Фурье рассматривается как отношение времени протекания процесса ($t$) ко времени изменения температурного поля в теле ($l^2 / a$).

В связи с этим условия (2.63) имеют следующий физический смысл: для подобия явлений необходимо, чтобы соотношения между эффектами, существенными для развития процесса, были одинаковы.

Чтобы использовать теорию подобия, необходимо иметь математическое описание явления. Критерии подобия можно получить из дифференциальных уравнений, описывающих явление.

Практически важно, что те же критерии подобия войдут и в соотношения, представляющие результаты решения уравнений.

*Теория подобия.* Основные теоремы теории подобия можно сформулировать следующим образом.

1. У подобных явлений критерии подобия равны.

***Определяющие критерии подобия*** – числа подобия, составленные из величин, заданных при математическом описании процесса.

Определяющими критериями подобия в рассмотренном примере являются критерии Bi и Fo, а также безразмерная координата $x / l$.

***Определяемые безразмерные комплексы*** – числа подобия, содержащие определяемую величину.

Определяемый безразмерный комплекс для процесса теплопроводности может быть представлен в виде отношения

$$\theta = [T(x,t) - T_ж] / (T_1 - T_ж), \qquad (2.64)$$

где $T(x,t)$ – определяемая функция.

2. Связь между определяемыми и определяющими безразмерными комплексами может быть представлена в виде некоторой функции от критериев подобия.

***Критериальные уравнения подобия*** – функциональные зависимости между критериями подобия, характеризующими явление.

Критериальное уравнение подобия выражается в виде

$$\theta = \theta(\mathrm{Bi}, \mathrm{Fo}, x/l). \quad (2.65)$$

По результатам обработки опытных данных, полученных на модели, можно определить конкретный вид функции (2.65) и таким образом обобщить полученные результаты, распространив их на все подобные между собой явления. Полученную зависимость затем можно использовать для расчета распределения температур в натурном объекте. Она будет справедлива в том диапазоне изменения определяющих критериев подобия, который был исследован в опытах на модели.

3. Необходимые и достаточные условия подобия физических явлений состоят в подобии условий однозначности и равенстве одноименных определяющих критериев.

Значение теории подобия особенно велико для изучения таких явлений, как теплообмен, поскольку исследование этого процесса основано на экспериментальных данных. Согласно теории подобия, в опытах должны измеряться те величины, которые входят в состав критериев подобия. Критерии подобия могут быть выведены как из дифференциальных уравнений, описывающих данное явление, так и из размерных величин, характеризующих это явление, если точно известен их полный перечень.

Следует отметить, что любые степенные комбинации известных критериев также являются правильно составленными критериями подобия. Тем не менее число независимых критериев для каждого конкретного случая вполне определенное и соответствует следующему общему принципу теории размерности: функция, связывающая $m$ размерных величин, содержащих $n$ основных единиц измерения, приводится к зависимости между $(m - n)$ безразмерными комплексами. В рассмотренном примере процесса теплопроводности в соответствии с перечнем величин (2.57) $m = 8$ при числе основных единиц измерения $n = 4$ (длина, время, масса и температура), поэтому зависимость (2.65) должна содержать четыре критерия подобия $(m - n = 4)$.

***Критерии подобия процессов теплоотдачи.*** Уравнения (2.52) – (2.56) позволяют получить безразмерные комплексы, характеризующие процесс теплоотдачи. Остановимся теперь на упомянутом ранее более общем методе, который применим и в том случае, когда математического описания явления еще не существует.

Из опыта известно, что интенсивность теплоотдачи при обтекании твердого тела потоком однофазной химически однородной изотропной несжимаемой жидкости с постоянными физическими свойствами (при отсутствии переноса теплоты излучением) характеризуется взаимосвязью следующих восьми размерных величин, входящих в уравнения (2.52) – (2.56), которые описывают процесс теплоотдачи при условии пренебрежения работой сил внутреннего трения, переходящей в теплоту:

характерного размера $l$ тела, м $[L]$;

скорости $w$ потока, омывающего тело, м/с $[LT^{-1}]$;

плотности $\rho$ жидкости (или газа), кг/м$^3$ $[L^{-3}M]$;

динамической вязкости $\mu$, Па · с $[L^{-1}MT^{-1}]$;

теплопроводности $\lambda$, Вт/(м · К) $[LMT^{-3}\theta^{-1}]$;

удельной теплоемкости $c$, Дж /(кг · К) $[LT^{-2}\theta^{-1}]$;

подъемной силы, отнесенной к единице массы $g\,\beta\,\Delta T$, м/с$^2$ $[LT^{-2}]$;

коэффициента теплоотдачи $\alpha$, Вт/(м$^2$ · К) $[MT^{-3}\theta^{-1}]$.

За основные (первичные) величины здесь приняты длина $L$, масса $M$, время $T$ и температура $\theta$.

Совокупность из $m$ характерных для процесса теплоотдачи величин можно разбить на две группы – $\{A_i\}$ из $n$ величин, размерности которых совместно включают все $n$ используемых в постановке задачи первичных единиц измерения, и группу $\{B_j\}$ из $(m-n)$ дополнительных к $\{A_i\}$ величин. Пусть, например, в рассматриваемом случае с $m-n=4$

$$\{A_i, i=1,...,n\} = (\lambda, \rho, l, \mu);\ \{B_j, j=1,...,(m-n)\} = (\alpha, w, c, g\,\beta\Delta T). \quad (2.66)$$

При таком подходе существенные для процесса $(m-n)$ безразмерные комплексы $\{K_j\}$ можно получить с сохранением поочередной пропорциональности каждой из величин $\{B_j\}$, а именно:

$$K_j = B_j \prod_{i=1}^{n} A_i^{sij},\ j = 1\ ,\ ...,\ (m-n), \quad (2.67)$$

где $sij = s_{ij}$ – показатель степени для величины $A_i$, входящей сомножителем в выражение критерия $K_j$.

Пусть, например, $R_{Ai}$ – показатель степени при единице измерения первичной величины $R$ в выражении единицы измерения $A_i$. Тогда с учетом безразмерности $K_j$ из выражения (2.67) получается линейная алгебраическая система для определения:

$$\{s_{ij},\ i=1,\ ...,\ n\}\colon\ R_{Bi} + \sum_{i=1}^{n} R_{Ai}\, s_{ij} = R_{Kj} = 0;\ \{\mathrm{R}\} = (L,\ M,\ T,\ \theta). \quad (2.68)$$

При выборе $\{A_i\}$ в соответствии с выражением (2.66) решение системы (2.68) имеет вид

$$\{s_{ij}\} = (\theta,\ 2\theta - T - M;\quad 2(\theta - T) - L - 3M;\ T - 3\theta)_{Bj}. \quad (2.69)$$

Для $\{B_j\}$, используемых в порядке перечня (2.66), из соотношений (2.69) и (2.67) следует, что

$$\{K_j\} = (\mathrm{Nu}, \mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \mathrm{Gr});\ \mathrm{Nu} = \alpha l/\lambda;\ \mathrm{Re} = w\rho\, l/\mu = wl/\nu;$$

$$\mathrm{Pr} = \mu\, c/\lambda = \nu/a;\qquad \mathrm{Gr} = g\beta l^3 \Delta T / \nu^2, \quad (2.70)$$

где $\nu = \mu/\rho$ – кинематическая вязкость.

Представленные соотношениями (2.70) безразмерные комплексы называют числом Нуссельта и критериями Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа соответственно. Наряду с перечисленными в теории подобия используются также безразмерные комплексы

$$\mathrm{Pe} = \mathrm{Re}\,\mathrm{Pr} = wl/a;\quad \mathrm{Ra} = \mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr};\quad \mathrm{St} = \mathrm{Nu}/\mathrm{Pe} = \alpha/(c\rho w), \quad (2.71)$$

называемые критериями Пекле и Рэлея, числом Стантона соответственно. Конкретная форма безразмерных комплексов в каждом случае выбирается с учетом

физического смысла. Функциональная зависимость между безразмерными переменными может быть представлена, например, в виде

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \mathrm{Gr}). \tag{2.72}$$

Число Nu содержит неизвестную функцию – коэффициент теплоотдачи $\alpha$ и является определяемым безразмерным комплексом. Поскольку число Nu определяется выражением $\alpha\Delta T / [(\lambda / l)\Delta T]$, его можно рассматривать как отношение плотности теплового потока, переносимого путем конвекции, к плотности теплового потока, проходящего через плоский неподвижный слой жидкости толщиной $l$ в условиях теплопроводности [см. уравнения (2.6), (2.14), (2.56)].

От определяющих критериев подобия Re, Gr и Pr, кроме числа Nu, зависят безразмерные скорость, температура и давление [см. уравнения (2.52) – (2.56)]. Эти определяемые безразмерные комплексы появляются при анализе размерности в тех случаях, когда в число исходных размерных величин, кроме $\alpha$, входят неизвестные функции (скорость, температура и перепад давлений).

Поскольку каждый из критериев соответствует определенному дифференциальному уравнению, физический смысл критериев подобия связан с физической сущностью уравнений (2.52) – (2.56). Например, критерий Re характеризует отношение сил инерции, действующих в жидкости ($\rho w^2/l$), к силам внутреннего трения ($\mu w/l^2$). Это следует из уравнений (2.52), (2.53), так как степенные комплексы, указанные в скобках, характеризуют эти силы. Критерий Gr можно рассматривать как безразмерный комплекс, пропорциональный подъемной силе $\rho g\beta\Delta T$, силе инерции и обратно пропорциональный квадрату сил внутреннего трения, вызванных вязкостью: $\left[\dfrac{\rho g\beta\Delta T(\rho w^2/l)}{(\mu w/l^2)^2}\right]$.

Критерий Pr – безразмерный физический параметр, зависящий от $\mu$, $\lambda$ и $c$ и характеризующий связь скоростного и температурного полей в жидкости [см. уравнение (2.55)]. Для газов $0{,}6 < \mathrm{Pr} < 1$; для капельных жидкостей (вода, различные органические и неорганические жидкости) $1 < \mathrm{Pr} < 200$; для очень вязких жидкостей значение Pr достигает нескольких тысяч. Для жидкометаллических теплоносителей $0{,}005 < \mathrm{Pr} < 0{,}05$.

Число Стантона

$$\mathrm{St} = \mathrm{Nu} / (\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}) = \alpha / (c\rho w) \tag{2.73}$$

характеризует соотношение между изменением температуры жидкости по длине обтекаемого тела и температурным напором.

Уравнение подобия (2.72) используется в том случае, когда в процессе теплоотдачи вынужденное движение среды сопровождается свободным (смешанная конвекция). Если роль свободного движения в процессе переноса теплоты мала по сравнению с вынужденным, то выполняется условие $\mathrm{Gr} / \mathrm{Re}^2 \ll 1$, при котором критерий Gr из уравнения (2.72) можно исключить. При свободной конвекции из уравнения (2.72) исключается критерий Re. В таких задачах скорость неизвестна, и безразмерный комплекс Re является определяемым.

Критерии подобия процессов теплоотдачи были выведены в предположении, что физические свойства среды постоянны. В действительности величины $\lambda$, $\mu$, $c$ и $\rho$ зависят от температуры и давления, и их изменение влияет на интенсивность тепло-

отдачи. При переменных свойствах жидкости система уравнений (2.52) – (2.56), описывающих процессы теплоотдачи, становится более сложной. Влияние на процесс теплоотдачи изменения физических свойств жидкости при изменении ее температуры может быть учтено введением в критериальное уравнение безразмерных отношений

$$(\mu_{ст}/\mu_{ж}),\quad (\lambda_{ст}/\lambda_{ж}),\ (\rho_{ст}/\rho_{ж}),\ (c_{ст}/c_{ж}). \qquad (2.74)$$

Это влияние становится особенно существенным при больших разностях $|T_{ст} - T_{ж}|$, а также в околокритической области состояния вещества.

Учет влияния всех аргументов достаточно сложен, поэтому при расчете процесса теплоотдачи, например капельной жидкости, принимается во внимание только наиболее сильно изменяющаяся с температурой динамическая вязкость.

При построении критериальных уравнений подобия величины $\lambda$, $\mu$, $c$ и $\rho$ относят к некоторой определяющей температуре, которой может быть, например, среднемассовая температура жидкости $\bar{T}_{ж}$ при теплоотдаче в трубах, температура ($T_{\infty}$) обтекающего тело потока, температура поверхности тела ($T_{ст}$) или температура, значение которой зависит от $\bar{T}_{ж}$, $T_{\infty}$ и $T_{ст}$.

Входящие в критерии подобия характерные значения длины $l$, скорости $w$ и разности температур $\Delta T$ выбираются с учетом физического смысла и конкретных условий теплоотдачи. Так, при расчете теплоотдачи в трубах и каналах за характерный размер принимается внутренний диаметр трубы или эквивалентный диаметр канала (если сечение канала некруглое):

$$d_{э} = 4\,A/П,$$

где $A$ – площадь поперечного сечения канала; $П$ – периметр сечения. Характерной скоростью является осредненное по сечению канала значение $w$. При внешнем обтекании тел характерным размером обычно считается координата, направленная вдоль контура обтекаемого тела, а характерной скоростью – скорость невозмущенного набегающего потока. Аналогичным образом выбирается характерная разность температур ($\Delta T$), входящая в критерии Gr (2.70) и Ra (2.71). Например, в зависимости от конкретных условий величина $\Delta T$ может быть равна следующим разностям температур: тела и среды; стенок щели, в которой исследуется теплообмен; во входном и расчетном сечениях трубы (канала).

## Течение жидкости в трубах и каналах

*Ламинарный режим течения* – режим движения жидкости, при котором возможны стационарные траектории ее частиц.

Ламинарный режим течения жидкости (или газа) – режим течения параллельных слоев («ламин»), которые не перемешиваются между собой. Взаимодействие слоев обусловлено вязкостью и различием скоростей. При ламинарном течении критерий Re не достигает критического значения. При течении в трубах

$$Re_{к} = \bar{w}\,\rho\, d/\mu = 2300\ ...10^4,$$

где $\bar{w}$ – средняя по сечению скорость течения жидкости в трубе; $d$ – внутренний диаметр трубы.

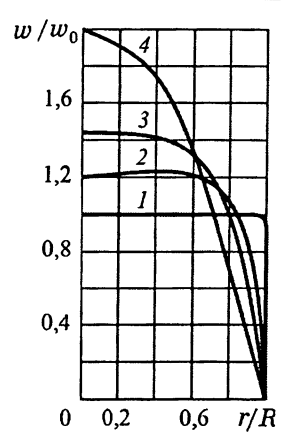



**Рис. 2.4.** Изменение относительной скорости $w / w_0$ в зависимости от $r / R$ на начальном участке трубы при ламинарном режиме течения: *1* – $X = 0$; *2* – $X = 8{,}3 \cdot 10^{-4}$; *3* – $X = 35{,}7 \cdot 10^{-4}$; *4* – $X > 0{,}62$

Значение $\mathrm{Re}_к$ зависит от условий входа в трубу, шероховатости поверхности стенок, интенсивности теплообмена, формы сечения трубы (канала), наличия внешних массовых сил, сжимаемости и некоторых других факторов. Локальные и средние характеристики течения и теплообмена при движении жидкости в трубах при $\mathrm{Re} < 2300$ показаны на рис. 2.4 и 2.5.

Из опыта известно, что при стационарном изотермном течении на достаточном удалении от входа в трубу скорость жидкости по радиусу трубы изменяется по закону параболы. При этом в каждой точке потока скорость параллельна оси $x$, направленной вдоль оси трубы, не зависит от координаты $x$ и определяется формой сечения трубы. Такое течение называется гидродинамически стабилизированным.

Изменение относительной скорости $w/w_0$ в зависимости от относительной радиальной координаты $r/R$ на начальном участке трубы при ламинарном режиме течения показано на рис. 2.4, где $X = x/(d\mathrm{Re})$. Профиль скорости *1* на входе в трубу может быть произвольным. На некотором начальном участке трубы вследствие действия сил внутреннего трения он изменяется и стремится принять форму *4*, соответствующую стабилизированному течению. Известно, что на участке трубы с установившимся профилем скорости потери энергии на трение минимальные. Вследствие действия сил внутреннего трения и прилипания жидкости к стенке на начальном участке трубы возникает пристенный пограничный слой заторможенной жидкости. Толщина этого слоя растет вниз по течению до тех пор, пока он не заполнит все сечение трубы.

При постоянных физических свойствах жидкости процесс теплообмена не оказывает влияния на течение жидкости. Если свойства жидкости изменяются, то при теплообмене имеет место взаимное влияние распределения температур и скоростей, вследствие чего параболический закон распределения скоростей нарушается.

Естественная конвекция при неизотермном течении также существенно сказывается на профиле скорости в зависимости от направления теплового потока (охлаждение или нагревание), ориентации трубы в пространстве и значения безраз-

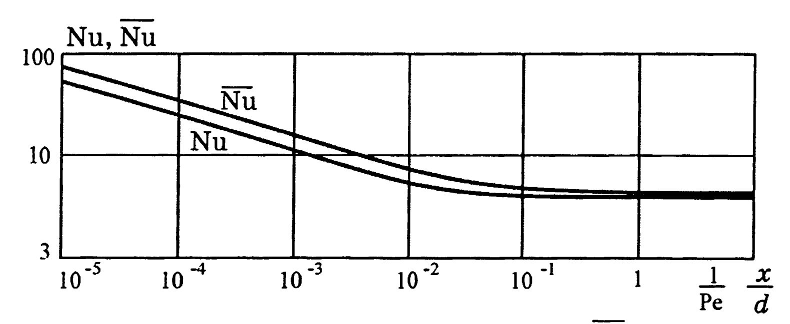



**Рис. 2.5.** Изменение местного числа Nu и среднего $\overline{\mathrm{Nu}}$ в зависимости от безразмерного комплекса $x/(\mathrm{Pe}\, d)$ при $T_{ст} = \mathrm{const}$

мерного комплекса Gr / $Re^2$. В связи с указанными особенностями течения всю обогреваемую (или охлаждаемую) трубу можно разбить на два участка.

***Термический начальный участок*** – участок трубы, на котором поле температуры зависит от условий на входе в трубу.

***Участок стабилизированного теплообмена*** – участок трубы, на котором поле температуры практически не зависит от распределения температуры в начальном сечении обогреваемого участка.

*Термический начальный участок* характеризуется изменением профиля температуры, ростом толщины пограничного слоя и уменьшением по длине местного и среднего чисел Нуссельта.

Изменение местного и среднего чисел Nu в зависимости от безразмерного комплекса $\frac{1}{\mathrm{Pe}}\frac{x}{d}$ при $T_{ст}$ = const показано на рис. 2.5. Изменение профиля температуры по длине трубы на этом участке происходит так, что $(dT/dr)_{ст}$ по течению падает быстрее, чем уменьшается температурный напор, в связи с чем [согласно уравнению (2.56)] коэффициент $\alpha$ уменьшается.

*Участок стабилизированного теплообмена* имеет определенную закономерность распределения температуры по радиусу, не изменяющуюся по длине (хотя абсолютные значения температуры изменяются), и постоянное число Nu.

Относительная длина термического начального участка

$$l_{нт} / d = 0{,}055\ \mathrm{Pe}, \qquad (2.75)$$

где $l_{нт}$ – отсчитываемая от входа в трубу длина участка; $\mathrm{Pe} = \bar{w}\, d / a$; $a = \lambda / (c\rho)$.

Для среднего по длине числа Нуссельта величина $\bar{l}_{нт} / d$ значительно больше и равна 1,365Pe (см. рис. 2.5). Таким образом, длина $l_{нт}$ зависит от диаметра $d$ трубы, скорости $\bar{w}$ и физических свойств жидкости ($\lambda$, $c$, $\rho$). При наличии естественной конвекции на величину $l_{нт}$ существенно влияет также ориентация трубы в пространстве.

Местный (локальный) коэффициент теплоотдачи в круглой трубе может быть определен по полуэмпирической формуле

$$\mathrm{Nu} = 1{,}03(\mathrm{Pe}\, d / x)^{1/3}(\mu_{ж} / \mu_{ст})^{0{,}14}. \qquad (2.76)$$

Эта формула справедлива для капельных жидкостей при $x/(\mathrm{Pe}\, d) < 0{,}01$ и $0{,}07 < \mu_{ст}/\mu_{ж} < 1500$. Физические свойства жидкости, входящие в критерии $\mathrm{Nu} = \alpha\, d/\lambda$ (2.70) и $\mathrm{Pe} = \bar{w}\, d / a$ (2.71), отнесены к температуре $0{,}5(T_{ст} + \bar{T})$, а $\alpha = q_{ст} / (T_{ст} - \bar{T})$. Здесь $\bar{T}$ – средняя массовая температура жидкости в данном сечении.

Составив и проинтегрировав уравнение теплового баланса для круглой трубы, получим выражение, необходимое для определения $\bar{T}$, в виде

$$(\bar{T} - T_{ст}) / (T_0 - T_{ст}) = 1 - 6{,}46(x/\mathrm{Pe}\, d)^{2/3}, \qquad (2.77)$$

где $x$ – продольная координата, отсчитываемая от входа в трубу; $T_0$ – температура жидкости на входе в трубу.

После интегрирования выражения (2.76) по $x$ можно получить критериальное уравнение для среднего (по длине трубы) коэффициента теплоотдачи

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 1{,}55(\mathrm{Pe}\; d/l)^{1/3}(\mu_ж / \mu_{ст})^{0{,}14}, \tag{2.78}$$

где $\overline{\mathrm{Nu}} = \bar{\alpha} d / \lambda$; $\bar{\alpha} = \bar{q}_{ст} / (\bar{T}_{ст} - \bar{T})$; $\bar{q}_{ст}$ – средняя по поверхности трубы плотность теплового потока; $l$ – длина расчетного участка.

Физические свойства жидкости и $\mu_ж$ отнесены к определяющей температуре $\bar{T}_{ст} - 0{,}5\,(\Delta \bar{T})_л$, где $(\Delta \bar{T})_л = (\Delta T'' - \Delta T')/ \ln(\Delta T'' - \Delta T')$ – средний логарифмический температурный напор; $\Delta T'$ и $\Delta T''$ – температурный напор $|T_{ст} - \bar{T}|$ во входном и конечном сечениях расчетного участка трубы. Формула (2.78) применима при $x/(\mathrm{Pe}\, d) \le 0{,}05$, т. е. для длин труб, обычно применяемых в теплообменных аппаратах. Формулы (2.76) и (2.78) используются при $\mathrm{Ra} = gd^3\beta|T_{ст} - T_0| / (\nu a) < 8 \cdot 10^5$, т. е. когда влияние свободной конвекции на вынужденное течение несущественно.

Расчет среднего коэффициента теплоотдачи в круглых вертикальных трубах при смешанной конвекции можно выполнить по формуле, которая получена для условий совпадения направлений вынужденной и свободной конвекции:

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{ст} = 0{,}35(\mathrm{Pe}\; d/l)^{0{,}3}(\mathrm{Ra}\; d/l)^{0{,}18}. \tag{2.79}$$

Величины, входящие в формулу (2.79), определяются соотношениями $\overline{\mathrm{Nu}}_{ст} = \bar{\alpha} d / \lambda_{ст}$; $\bar{\alpha} = \bar{q}_{ст} / (\bar{T}_{ст} - T_0)$; $\mathrm{Pe} = \bar{w}\, d / a$; $\mathrm{Ra} = gd^3\beta|T_{ст} - T_ж|(\nu a)^{-1}$; $T_ж = 0{,}5(T_0 + \bar{T}_l)$. Параметры, характеризующие физические свойства жидкости и входящие в Pe и Ra, отнесены к $T_ж$, причем $\bar{T}_l$ – средняя массовая температура жидкости в конечном сечении расчетного участка трубы. Формула (2.79) справедлива при $20 < l/d < 130$; $\mathrm{Pe}\, d/l < 1100$; $8 \cdot 10^5 < \mathrm{Ra} < 4 \cdot 10^8$ и $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_к$. В рассматриваемых условиях $\mathrm{Re}_к$ зависит от $\mathrm{Ra} = \mathrm{GrPr}$. По опытным данным число $\mathrm{Re}_к = 5{,}283 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{Ra} + 2500$ при $0 < \mathrm{Ra} < 5{,}3 \cdot 10^6$ и $\mathrm{Re}_к = 1{,}848 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{Ra} + 4320$ при $5{,}3 \cdot 10^6 \le \mathrm{Ra} < 1{,}6 \cdot 10^7$.

В случае противоположного направления вынужденной и свободной конвекции в вертикальных трубах происходит интенсивное перемешивание жидкости, и уже при $\mathrm{Re} > 250$ течение подчиняется закономерностям турбулентного движения. Следует отметить, что интенсивность смешанной конвекции в горизонтальных трубах выше, чем в вертикальных (при совпадении направлений вынужденной и свободной конвекции). Это объясняется наложением поперечной циркуляции на движение жидкости вдоль оси.

При ламинарном течении введенная в поток окрашенная жидкость движется в трубе в виде резко очерченной струйки. При переходе к турбулентному режиму струйка расплывается, равномерно окрашивая всю жидкость.

***Турбулентный режим*** – режим движения жидкости с хаотически изменяющимися во времени траекториями частиц, при котором в потоке возникают нерегулярные пульсации скорости, давления и температуры, неравномерно распределенные в потоке.

Турбулентный режим, кроме основного осевого течения жидкости, характеризуется поперечным движением, приводящим к обмену импульсами в поперечном направлении при сохранении каждой частицей своего импульса в продольном направлении. Благодаря интенсивному перемешиванию жидкости при турбулентном

течении профиль скорости становится более равномерным (рис. 2.6), чем при ламинарном (см. рис. 2.4). Скорость, давление и температура в каждой точке потока беспорядочно изменяются (пульсируют) во времени с высокой частотой, поэтому эти параметры обычно осредняются по времени. При значениях Re, близких к критическим, течение носит перемежающийся характер и переходит через неравномерные промежутки времени из одной формы в другую.

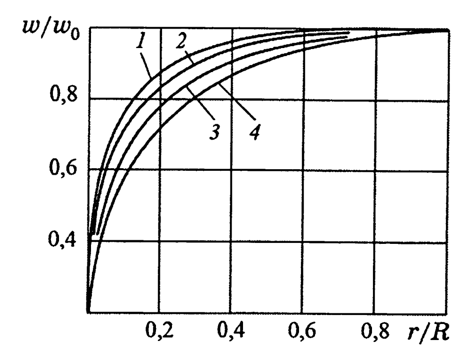



**Рис. 2.6.** Изменение относительной скорости $w / w_0$ в зависимости от $r / R$ при турбулентном течении в трубе: *1* – гидравлически гладкая поверхность; *2* – $R / k_s$=507; *3* – $R / k_s$ = 126; *4* – $R / k_s$ = =30,6 ($k_s$ – высота неровностей)

Интенсивность теплоотдачи при турбулентном течении (при прочих равных условиях) всегда выше, чем при ламинарном.

Если при ламинарном течении формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи в некоторых случаях могут быть получены на основе приближенного решения системы уравнений (2.52) – (2.56), то при турбулентном необходимо дополнительно использовать экспериментальные данные.

Так, для расчета теплоотдачи при стабилизированном турбулентном течении в трубах для $\text{Re}_ж \geq 10^4$ и $\text{Rr}_ж \geq 0{,}5$ может быть рекомендована формула Б.С. Петухова:

$$\text{Nu}_ж = \frac{(\xi / 8)\text{Pe}_ж}{1 + (900 / \text{Re}_ж) + 12{,}7\sqrt{\xi/8}\,(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left[\frac{\mu_ж}{\mu_{ст}}\right]^n, \tag{2.80}$$

где коэффициент гидравлического сопротивления

$$\xi = \frac{2d\,\Delta p}{pw^2 l} = (1{,}82 \lg \text{Re}_ж - 1{,}64)^{-2} \left[\frac{\mu_ж}{\mu_{ст}}\right]^n. \tag{2.81}$$

В этих формулах критерии подобия построены так же, как и в формуле (2.78) для ламинарного режима течения в трубах. При нагревании капельных жидкостей $n$ = 0,11, $m$ = – 0,17, при охлаждении $n$ = 0,25, $m$ = – 0,24. При использовании формулы (2.80) для газов сомножитель $(\mu_ж / \mu_{ст})^n$ заменяется отношением $(T_ж / T_{ст})^n$, где $n$ = **0,5** при нагревании и $n \approx 0$ при охлаждении.

Полуэмпирическая обобщенная формула (2.80) получена на основе интегрального уравнения энергии и эмпирических зависимостей Рейхардта для профиля скорости и турбулентной вязкости.

Посредством подбора подходящего значения турбулентного числа Прандтля эта формула хорошо согласуется с наиболее надежными экспериментальными данными.

Одним из эффективных способов интенсификации теплоотдачи является создание плохо обтекаемых выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы. Согласно экспериментальным данным, отношение$(\alpha_ш - \alpha) / (\xi_ш - \xi)$ для газов имеет максимум при относительной высоте выступов $(\delta / r) \approx 100\nu / (r\, w\sqrt{\xi/8})$ и оптимальном продольном шаге $S \approx 16\delta$. Здесь $r$ – внутренний радиус трубы, а ин-

дексом «ш» отмечены $\alpha$ и $\xi$ для шероховатых труб. Например, при $Re_ж \approx 10^5$, следуя этим рекомендациям, можно в 2 раза увеличить $\alpha$. При этом $\xi$ возрастет в 3 раза (во столько же раз возрастет и мощность на прокачку). Для такого же повышения интенсивности теплоотдачи путем увеличения скорости движения газа в трубе потребовалось бы 10-кратное увеличение мощности, расходуемой на прокачку.

## Поперечное обтекание одиночной круглой трубы и пучка труб

При обтекании тел с тупой кормовой частью тонкий пристеночный слой жидкости, заторможенной вследствие трения (пограничный слой), образуется только на передней половине поверхности тела. Для частиц жидкости, находящихся вне пограничного слоя, на пути от точки *D* к точке *E* (рис. 2.7, *а*) потенциальная энергия давления преобразуется в кинетическую. На пути от точки *E* к точке *F*, наоборот, кинетическая энергия опять преобразуется в энергию давления, причем в точку *F* частица приходит со скоростью, равной скорости в точке *D*.

В непосредственной близости к поверхности цилиндра на пути потока от точки *D* к точке *E* часть кинетической энергии расходуется на внутреннее трение, вызванное вязкостью. В результате, кинетической энергии потока оказывается недостаточно, чтобы преодолеть повышение давления на пути от точки *E* к точке *F*; частицы жидкости, не достигая точки *F*, под действием распределения давления во внешнем течении начинают двигаться против потока, и пограничный слой отрывается от тела. Обратное течение обусловливает образование правильной последовательности вихрей за телом, вращающихся попеременно то вправо, то влево (рис. 2.7, *б*). При $Re = wd / \nu > 10^3$ частота $n$ отрыва вихрей в секунду подчиняется закономерности $nd/w = 0{,}21$ ($w$ – скорость набегающего потока и $d$ – диаметр цилиндра). Регулярные вихревые дорожки существуют при $60 < Re < 5000$. При этом течение за цилиндром остается ламинар-

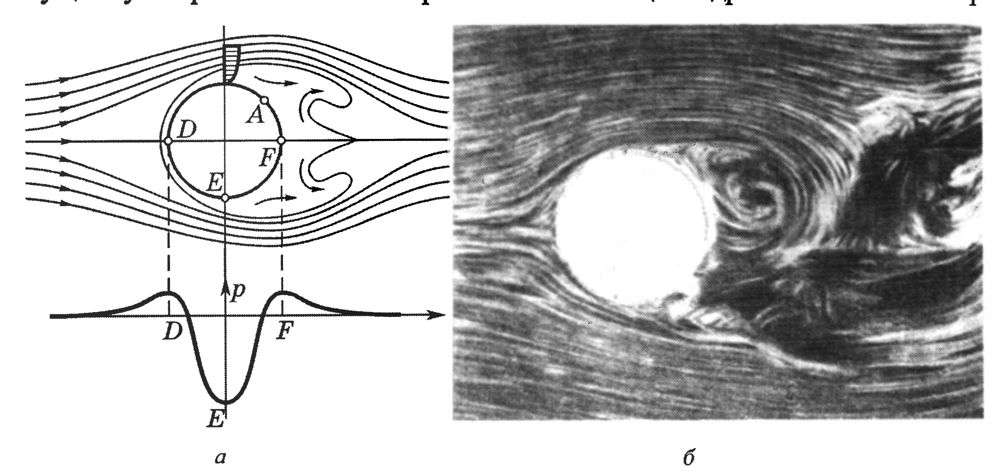



**Рис. 2.7.** Возникновение возвратного течения и образование вихрей при поперечном обтекании кругового цилиндра:
*а* – схема отрыва пограничного слоя и кривая изменения статического давления *p* вдоль контура тела; *б* – мгновенная фотография течения

ным. При Re > 5000 течение становится турбулентным. Положение точки отрыва зависит от режима течения в пограничном слое. При $Re > Re_к = w\, d/\nu \approx 5 \cdot 10^5$ точка отрыва несколько смещается вниз по течению, это приводит к заметному снижению сопротивления при обтекании цилиндра.

По мере роста толщины пограничного слоя местный коэффициент теплоотдачи на передней половине поверхности цилиндра уменьшается, а на задней половине (в вихревой зоне) увеличивается. Характер распределения α по поверхности цилиндра в значительной мере зависит от числа Re.

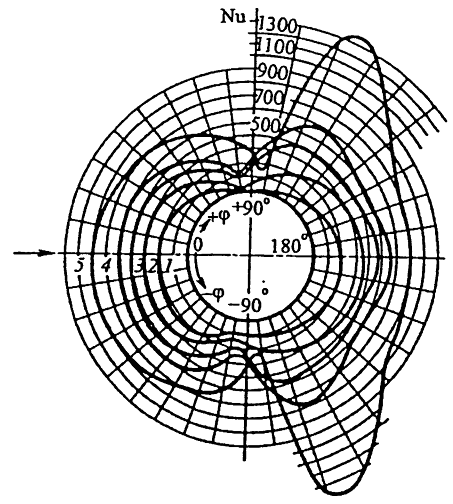



**Рис. 2.8.** Измерение местного числа Nu по поверхности цилиндра ( в полярной системе координат):
*1* – $Re = 3{,}98 \cdot 10^4$; *2* – $Re = 10{,}1 \cdot 10^4$; *3* – $Re = 17 \cdot 10^4$; *4* – $Re = 25{,}8 \cdot 10^4$; *5* – $Re = 42{,}6 \cdot 10^4$

На рис. 2.8 показано изменение местного числа Nu по поверхности цилиндра в полярной системе координат. На основании опытных данных средний коэффициент теплоотдачи на поверхности поперечно обтекаемого кругового цилиндра (трубы) может быть вычислен по формулам

$$\text{при } 5 < Re_ж < 10^3 \quad \overline{Nu}_ж = 0{,}5 Re_ж^{0,5} Pr_ж^{0,38} (Pr_ж / Pr_{ст})^{0,25};$$
$$\text{при } 10^3 < Re_ж = 2 \cdot 10^5 \quad \overline{Nu}_ж = 0{,}25 Re_ж^{0,6} Pr_ж^{0,38} (Pr_ж / Pr_{ст})^{0,25}; \qquad (2.82)$$
$$\text{при } 2 \cdot 10^5 < Re_ж < 2 \cdot 10^6 \quad \overline{Nu}_ж = 0{,}23 Re_ж^{0,8} Pr_ж^{0,37} (Pr_ж / Pr_{ст})^{0,25}.$$

В качестве характерных величин выбраны диаметр цилиндра и скорость набегающего потока, а определяющей температурой является $T_ж$. Значение $Pr_{ст}$ определяется при средней температуре поверхности цилиндра. Отношение критериев Прандтля учитывает изменение физических свойств теплоносителя в зависимости от температуры.

На интенсивность теплоотдачи, кроме критериев Re и Pr, существенное влияние оказывает начальная турбулентность набегающего потока. Так, повышение на 2,5 % среднего квадратичного значения осредненных во времени пульсационных составляющих скорости при турбулентном течении приводит к увеличению на 80 % числа Nu. Количественные данные об этом влиянии получены экспериментальным путем.

В теплообменных устройствах приходится рассчитывать теплоотдачу пучка труб, характер обтекания которых еще более сложен и зависит от компоновки пучка. Существенное значение здесь имеют также относительный поперечный ($S_1/d$) и продольный ($S_2/d$) шаги труб. Различают коридорное и шахматное расположение труб в пучке (рис. 2.9). Условия обтекания труб первого ряда в обоих случаях близки к условиям обтекания одиночной трубы. В коридорных пучках каждая последующая труба находится в вихревой зоне, образованной предыдущей. Вследствие различных условий обтекания труб коридорного и шахматного пучков харак-

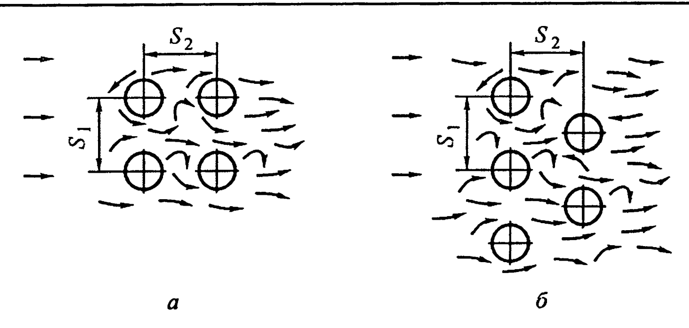



**Рис. 2.9.** Схемы расположения труб в пучках:
*а* – коридорное; *б* – шахматное

тер распределения местных коэффициентов теплоотдачи по поверхности труб в этих двух случаях неодинаков.

Изменение относительных значений коэффициентов теплоотдачи $\alpha_\varphi / \alpha$ по поверхности труб при Re = 14 · $10^3$ можно оценить по данным рис. 2.10. На поверхности труб второго и последующих рядов коридорных пучков максимум коэффициента теплоотдачи находится не в передней критической точке, соответствующей $\varphi = 0$, а смещен вниз по течению и соответствует месту срыва струй с труб предыдущего ряда. В шахматных пучках труб всех рядов максимум коэффициента теплоотдачи так же, как и для одиночного цилиндра, находится в передней критической точке. Уровень средней теплоотдачи на поверхности труб выше у шахматного пучка. Это объясняется лучшим перемешиванием жидкости в этом пучке.

При проектировании теплообменных устройств учитывается гидравлическое сопротивление пучка, его засоряемость, а также величина термических напряжений материала, связанных с резким изменением теплоотдачи вдоль поверхности.

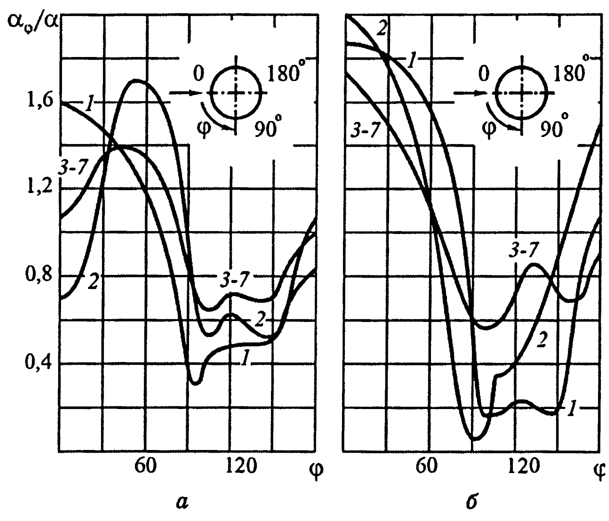



**Рис. 2.10.** Изменение относительных коэффициентов $\alpha_\varphi / \alpha$ теплоотдачи по поверхности труб:
*а* – коридорный пучок; *б* – шахматный пучок (Re = 14 · $10^3$, *1–7* – номера рядов пучка)

Турбулентный режим течения в пограничном слое, на передней половине труб пучка, появляется при $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{к} \approx 10^5$. Средние коэффициенты теплоотдачи в пучках могут быть определены на основе критериальной зависимости, справедливой при $10^5 < \mathrm{Re}_{ж} < 10^5$,

$$\mathrm{Nu}_{ж} = C\,\mathrm{Re}_{ж}^{n}\,\mathrm{Pr}_{ж}^{1/3}(\mathrm{Pr}_{ж} / \mathrm{Pr}_{ст})\varepsilon_s\varepsilon_i, \tag{2.83}$$

где $C = 0{,}26$; $n = 0{,}65$ – для коридорных пучков и $C = 0{,}41$; $n = 0{,}60$ – для шахматных.

За характерный размер принимают диаметр труб пучка; значение $\mathrm{Re}_{ж}$ вычисляют по скорости в самом узком поперечном сечении пучка (пучок обычно помещают в канал). За определяющую температуру принимается средняя температура жидкости; $\mathrm{Pr}_{ст}$ – рассчитывается при $T_{ст}$; коэффициент $\varepsilon_s$ учитывает влияние относительных шагов расположения труб в пучке, причем для глубинных рядов коридорного пучка $\varepsilon_s = (S_2 / d)^{-0{,}15}$; для шахматного пучка $\varepsilon_s = (S_1 / S_2)^{1/6}$ при $S_1 / S_2 < 2$, $\varepsilon_s = 1{,}12$ при $S_1 / S_2 \ge 2$. Формула (2.83) позволяет вычислить средний коэффициент теплоотдачи $i$-го ряда пучка. Для первого ряда обоих пучков при невысокой начальной степени турбулентности $\varepsilon_1 = 0{,}60$; для второго ряда шахматного пучка $\varepsilon_2 = 0{,}70$; коридорного $\varepsilon_2 = 0{,}90$; $\varepsilon_i = 1$ при $i \ge 3$. При проведении расчета теплоотдачи пучка вычисляют среднее значение коэффициента теплоотдачи пучка

$$\alpha_{ср} = \sum_{i=1}^{n} \bar{\alpha}_i A_i \Big/ \sum_{i=1}^{n} A_i,$$

где $\bar{\alpha}_i$ – средний коэффициент теплоотдачи $i$-го ряда; $A_i$ – общая площадь поверхности теплообмена труб $i$-го ряда; $n$ – число рядов.

## Приложение теории пограничного слоя к явлениям теплообмена

Значительный успех в исследовании течений вязкой жидкости был достигнут после того, как для больших чисел Re удалось существенно упростить систему уравнений (2.52)–(2.55). Для газов и многих жидкостей коэффициент вязкости мал (например, для воды при 293 К $\mu = 10^{-3}$ Па · с, а для воздуха $\mu = 18 \cdot 10^{-6}$ Па · с). Однако оказалось, что в непосредственной близости от поверхности обтекаемого тела вязкость жидкости (газа) имеет существенное значение, так как реальная (вязкая) жидкость не скользит по поверхности твердого тела, а прилипает к ней. Переход от нулевой скорости на поверхности тела к скорости внешнего течения совершается в очень тонком динамическом пограничном слое. В связи с этим все поле течения можно условно разделить на тонкий слой жидкости (или газа) у поверхности тела (пограничный слой) и область внешнего течения.

Согласно элементарному закону трения, касательное напряжение $\tau$ между двумя слоями движущейся жидкости пропорционально градиенту скорости $\dfrac{\partial w_x}{\partial y}$, т. е. скорости деформации:

$$\tau = \mu \left[\frac{\partial w_x}{\partial y}\right], \tag{2.84}$$

где $w_x$ – продольная составляющая скорости; множителем пропорциональности является динамическая вязкость $\mu$; $y$ – нормаль к поверхности скольжения (поперечная координата).

Поскольку в области пограничного слоя значения $\frac{\partial w_x}{\partial y}$ велики, касательные напряжения трения и, следовательно, силы внутреннего трения в этой области, несмотря на то, что $\mu$ мало, могут достигать таких больших значений, что они становятся соизмеримыми с силами инерции, действующими в жидкости. В области внешнего течения $\frac{\partial w_x}{\partial y} \approx 0$, поэтому вне пограничного слоя действие вязкости не проявляется, течение происходит без трения. В этой области преобладают силы инерции, и жидкость можно считать невязкой.

С учетом указанных особенностей, при достаточно больших числах Re скоростное и температурное поля в пограничном слое могут быть описаны системой уравнений более простой, чем система (2.52) – (2.55). Результаты измерений показывают, что относительная толщина пограничного слоя $\delta / l$ уменьшается с увеличением скорости потока, протяженности обтекаемой поверхности и уменьшением вязкости жидкости. Поэтому при больших $\mathrm{Re} = w_\infty l/\nu$ $\delta << l$ ($l$ – некоторый размер обтекаемого тела, характеризующий протяженность обтекаемой поверхности).

После приведения уравнений (2.52) – (2.55) к безразмерной форме с помощью собственных масштабов оказалось возможным сделать следующие выводы.

1. Порядок членов уравнений (2.52), (2.53) и (2.55), содержащих производные $\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$, мал по сравнению с порядком других членов соответствующих уравнений, в связи с чем при расчете течения в пограничном слое их можно исключить.

2. Разность давлений поперек пограничного слоя, которую можно было бы определить, интегрируя уравнение (2.53), имеет порядок $(\delta / l)^2$, т. е. пренебрежимо мала. Следовательно, $p(y)$ = const и равно статическому давлению во внешнем течении. Таким образом, давление по длине пограничного слоя $p(x)$ изменяется так же, как во внешнем течении.

3. Параметры течения вне пограничного слоя могут быть определены при помощи теории невязкой жидкости или в результате эксперимента, т. е. их можно считать известными. При известном давлении $p$ необходимость использования уравнения (2.53) полностью отпадает.

4. При течении в пограничном слое силы внутреннего трения имеют тот же порядок, что и силы инерции. Это условие выполняется, если безразмерная толщина $\delta/l$ динамического пограничного слоя имеет порядок $1/\sqrt{\mathrm{Re}} = \sqrt{\nu/(w_\infty l)}$, где $w_\infty$ – скорость невозмущенного потока.

5. Интенсивности переноса теплоты путем конвекции и теплопроводности имеют одинаковый порядок в пределах тонкого пристенного слоя жидкости (толщиной $\delta_т$) с резким изменением температуры, т. е. температурного пограничного слоя. Получено, что $\delta_т / l$ имеет порядок $1 / \sqrt{\mathrm{Re\,Pr}}$. Поэтому отношение толщин $\delta / \delta_т \sim \sqrt{\mathrm{Pr}}$.

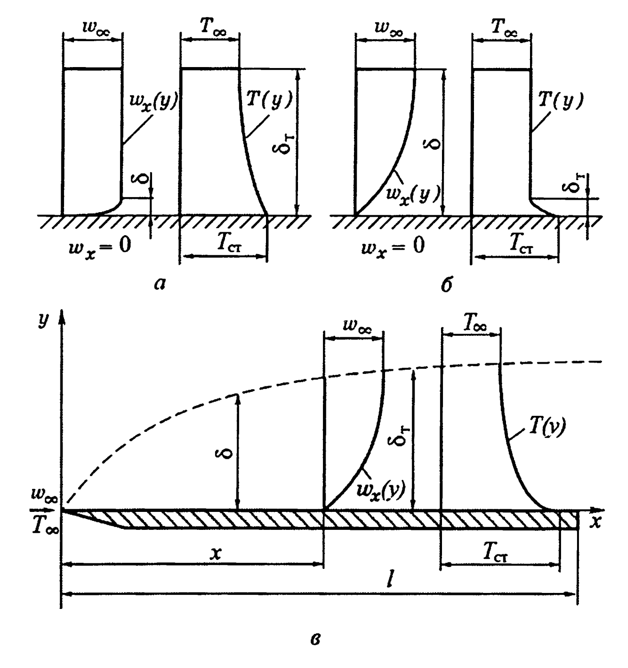



Рис. 2.11. Распределение продольной составляющей скорости $w_x(y)$ и температуры $T(y)$ в пограничном слое при различных числах Pr:
*а* – Pr << 1 (жидкие металлы); *б* – Pr >> 1 (вязкие жидкости); *в* – Pr =1 (обтекание пластины)

При Pr < 1 $\delta < \delta_т$; при Pr > 1 $\delta > \delta_т$. Распределение скорости $w_x(y)$ и температуры $T(y)$ в пограничном слое при различных числах Pr показано на рис. 2.11.

В соответствии с приведенными выводами, система уравнений (2.52) – (2.55) получает вид

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\rho\,\partial x} + g_x \beta \Delta T + \nu \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} ; \qquad (2.85)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \qquad (2.86)$$

$$w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\nu}{c_p} \left[ \frac{\partial w_x}{\partial y} \right]^2 . \qquad (2.87)$$

Уравнения (2.85) – (2.87) описывают течение жидкости в тонком пристенном слое и называются уравнениями пограничного слоя, причем уравнение (2.85) является уравнением движения, (2.86) – неразрывности потока и (2.87) – энергии. Они справедливы для двухмерных ламинарных стационарных течений несжимаемой жидкости с постоянными физическими свойствами. В отличие от уравнений (2.52) – (2.55), здесь введена диссипативная функция $\Phi$, равная $\left[ \frac{\partial w_x}{\partial y} \right]^2$ и появляющаяся при выводе уравнения энергии (2.55), если при этом учитывается работа

сил внутреннего трения, вызванного вязкостью жидкости или газа. Эта работа, в конечном счете, превращается в теплоту. *Диссипация энергии потока* – необратимое преобразование кинетической энергии жидкости в тепловую вследствие трения.

Как показывает анализ, диссипативная функция должна учитываться в тех случаях, когда значение безразмерного комплекса $(k-1)M_\infty^2 T_\infty / (\Delta T)_0$ соизмеримо с единицей. Это означает, что теплота, выделяющаяся при трении, играет существенную роль при условиях, когда скорость набегающего невозмущенного потока $w_\infty$ близка к скорости звука $a_\infty = \sqrt{kRT}$, а разность температур поверхности обтекаемого тела и потока $|T_{ст} - T_\infty| = (\Delta T)_0$ имеет один порядок с температурой $T_\infty$.

Уравнения пограничного слоя (2.85) – (2.87) содержат три неизвестные функции $w_x(x,y)$, $w_y(x,y)$ и $T(x,y)$. Они проще уравнений (2.52) – (2.55) и при ламинарном течении жидкости в пограничном слое могут быть решены различными методами. Граничные условия системы уравнений (2.85) – (2.87) зависят от постановки задачи.

Пусть, например, движение жидкости вдоль тонкой плоской пластины характеризуется большими числами Re, но течение в пограничном слое остается ламинарным, т. е. $\mathrm{Re}_x < \mathrm{Re}_к = (w_\infty x / \nu)_к$. (При обтекании пластины $3{,}2 \cdot 10^5 < \mathrm{Re}_к < 10^6$.) Если, кроме того, пренебречь влиянием свободной конвекции ($g_x \beta \Delta T = 0$), то уравнения (2.85) и (2.86) можно решить независимо от выражения (2.87). Граничные условия системы уравнений (2.85) и (2.86) имеют вид $w_x = w_y = 0$ при $y = 0$; $w_x = w_\infty$ при $y = \infty$ (рис. 2.11, *в*). Условия прилипания ($w_x = 0$ при $y = 0$) выполняются при $M_\infty / \sqrt{\mathrm{Re}_x} < 0{,}01$, т. е. когда среду можно считать сплошной; здесь $\mathrm{Re}_x = w_\infty x / \nu$, $M_\infty = w_\infty / \sqrt{kRT_\infty}$. При течении вдоль пластины $dp / dx = 0$.

Для решения уравнений (2.85) и (2.86) следует ввести вместо $x$ и $y$ новую безразмерную переменную $\eta = y\sqrt{w_\infty / (\nu x)}$, а вместо $w_x$ и $w_y$ новую неизвестную безразмерную функцию $f(\eta) = \psi(x,y) / \sqrt{w_\infty \nu x}$, что позволяет перейти от уравнений в частных производных (2.85) и (2.86) к одному обыкновенному дифференциальному уравнению. Здесь $\psi(x, y)$ – функция тока, связанная с компонентами вектора скорости соотношениями $w_x = \partial\psi / \partial y$, $w_y = -\partial\psi / \partial x$. Величина $\psi$ характеризует объемный расход жидкости в точке с координатами $x, y$. Так как $\dfrac{\partial^2\psi}{\partial y \partial x} - \dfrac{\partial^2\psi}{\partial x \partial y} \equiv 0$, после введения функции тока можно исключить уравнение неразрывности (поскольку оно при этом удовлетворяется). Если теперь заменить переменные, то получим

$$2f''' + ff'' = 0, \tag{2.88}$$

где $f = f(\eta)$ – безразмерная функция тока.

В новых переменных граничные условия принимают вид

$$f = f' = 0 \text{ при } \eta = 0; \quad f' = 1 \text{ при } \eta = \infty.$$

Это следует из формул перехода к новым переменным:

$$w_x = \partial\psi / \partial y = (\partial\psi / \partial\eta)(\partial\eta / \partial y) = w_\infty f'(\eta);$$

$$w_y = -\partial\psi / \partial x = 0{,}5\sqrt{\frac{\nu w_\infty}{x}}(\eta f' - f). \qquad (2.89)$$

Уравнение (2.88) решается путем разложения $f(\eta)$ в ряд или численным методом, и решение представляется в виде таблицы, из которой, в частности, следует, что при $\eta = 0$ $f''(\eta) = 0{,}3321$, а при $\eta = 5$ $f'(\eta) = w_x / w_\infty = 0{,}9916$. После подстановки $f''(0)$ в выражение (2.84) находится касательное напряжение трения в сечении $x$ на поверхности пластины:

$$\tau_{ст}(x) = \mu(\partial w_x / \partial y)_{ст} = \mu\left[\frac{\partial w_x / \partial\eta}{\partial\eta\partial y}\right]_{\eta=0} = \mu\, w_\infty\sqrt{\frac{w_\infty}{\nu x}} f''(0)$$

или

$$\tau_{ст}(x) / \rho w_\infty^2 = 0{,}332 / \sqrt{\mathrm{Re}_x},$$

где $\mathrm{Re}_x = w_\infty x / \nu$.

Сопротивление трения при обтекании пластины

$$W_т = b\int_0^l \tau_{ст}(x)\, dx = 0{,}664\, b\, w_\infty\sqrt{\mu\rho\, l w_\infty},$$

где $b$ – ширина, а $l$ – длина пластины (см. рис. 2.11).

По мере увеличения $y$ скорость $w_x$ асимптотически стремится к $w_\infty$. Поэтому условно считается, что толщина динамического пограничного слоя соответствует такому значению координаты $y$, при котором $w_x$ отличается от $w_\infty$ на 1%. Так как $\eta = y\sqrt{w_\infty/(\nu x)}$, при $w_x = 0{,}99 w_\infty$ толщина пограничного слоя $\delta \approx 5\sqrt{\nu x / w_\infty}$. При известных $f$, $f'$ и $f''$ можно перейти к решению уравнения энергии (2.87). С учетом выражений (2.89) уравнение (2.87) можно представить в следующей форме:

$$d^2T / d\eta^2 + 0{,}5\,\mathrm{Pr}\,[f(\eta)](dT / d\eta) = -\mathrm{Pr}\, w_\infty^2\, [f''(\eta)]^2 / c_p. \qquad (2.90)$$

Общее решение уравнения (2.90) имеет вид

$$T = C\theta_1 + B + T_н; \quad T_н = 0{,}5 w_\infty^2 \theta_2 / c_p, \quad (C, B) \in \{\mathrm{const}\} \qquad (2.91)$$

и включает его частное решение, последнее слагаемое в выражении (2.91), а также общее решение соответствующего однородного уравнения, т. е. уравнения (2.90) с нулевой правой частью. Найдено, что

$$\theta_1 = \int_\eta^\infty \Phi d\xi \Big/ \int_0^\infty \Phi d\xi, \quad \Phi = [f''(\xi)]^{\mathrm{Pr}}; \qquad (2.92)$$

$$\theta_2 = 2\mathrm{Pr}\int_\eta^\infty \Phi d\xi \int_0^\xi \Phi_\tau^{2/\mathrm{Pr}-1} d\tau, \quad \Phi_\tau = \Phi|_{\xi=\tau}. \qquad (2.93)$$

Результат (2.93) получен методом вариации произвольных постоянных.

В задачах с граничными условиями

$$\eta = y = \infty : T = T_\infty; \ \eta = y = 0: \ а)\ dT / d\eta = 0; \ б)\ T = T_{ст}, \qquad (2.94)$$

решение (2.91) принимает вид

$$а)\ T = T_\infty + T_н; \qquad б)\ T = T_\infty + T_н + (T_{ст} - T_\infty - T_н|_{\eta=0})\theta_1. \qquad (2.95)$$

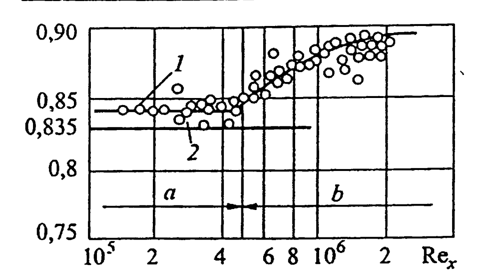



**Рис. 2.12.** Экспериментальная (*1*) и теоретическая (*2*) зависимости коэффициента восстановления температуры $r = 2(T_e - T_\infty)c_p / w_\infty^2$ от числа $\mathrm{Re}_x = w_\infty x/\nu$

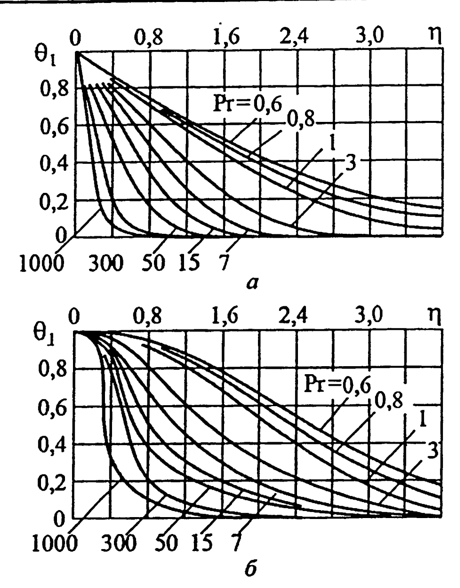



**Рис. 2.13.** Зависимости $\theta_1$ от координаты: *а* и *б* – без учета и с учетом теплоты внутреннего трения (малые и высокие скорости потока)

Выражение *а*) в (2.95) с физической точки зрения дает распределение температур в пограничном слое с учетом теплоты трения при условии, что тепловой поток на поверхности пластины $q_{ст} = -\lambda(\partial T/\partial y)_{ст} = 0$. При этом температуру для $\eta = 0$ называют адиабатной температурой стенки ($T_e$). Справедливо, что

$$T_e - T_\infty = T_н|_{\eta=0} = 0{,}5 w_\infty^2 r / c_p; \qquad (2.96)$$

$r = r\,(\mathrm{Pr}) = \theta_2|_{\eta=0}$ – коэффициент восстановления температуры. Получена аппроксимирующая формула при $0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 6$: $r = \sqrt{\mathrm{Pr}}$ ; $c_p = kR(k-1)^{-1}$; $w_\infty = \mathrm{M}_\infty \sqrt{kRT}$ – в силу этих соотношений из уравнения (2.96) следует, что

$$T_e = T_\infty[1 + (k-1)r\mathrm{M}_\infty^2/2]; \quad T_e = T_0, \quad T_e < T_0, \quad T_e > T_0 \qquad (2.97)$$

при Pr = 1, Pr < 1, Pr > 1 соответственно. В формуле (2.97) $T_0$ – температура адиабатно заторможенного потока. Отличие $T_e$ от $T_0$ при $\mathrm{Pr} \ne 1$объясняется перераспределением энергии в пограничном слое. Согласно опытным данным, при переходе к турбулентному режиму течения в пограничном слое $T_e$ возрастает (рис. 2.12). Взаимосвязь безразмерных температуры $\theta_1 = (T - T_\infty)(T_e - T_\infty)^{-1}$ и координаты $\eta$ при условиях (2.94) показана на рис. 2.13.

Выражение *б*) в (2.95) пригодно для оценки теплоотдачи пластины с учетом теплоты трения. В силу решения уравнения (2.95)

$$q_{ст} = -\lambda(\partial T/\partial y)_{ст} = D\,(T_{ст} - T_e)\,\lambda\sqrt{w_\infty/(\nu x)}; \qquad (2.98)$$

$$D = -(d\theta_1/d\eta)_{ст} = 0{,}332^{\mathrm{Pr}} / \int_0^\infty \Phi d\xi; \; q_{ст} = \alpha(T_{ст} - T_e). \qquad (2.99)$$

Если использовать последнее выражение, то в результате его сопоставления с соотношением (2.98) получаем, что

$$\mathrm{Nu}_x = \alpha\, x/\lambda = D\sqrt{w_\infty x / \nu} = D\mathrm{Re}_x^{0,5}; \qquad (2.100)$$

$$D|_{\mathrm{Pr}\to 0} = 0{,}564\ \mathrm{Pr}^{1/2};\ D|_{\mathrm{Pr}\to\infty} = 0{,}339\ \mathrm{Pr}^{1/3};\ D = 0{,}332\ \mathrm{Pr}^{1/3},\ 0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 10.$$

Из выражений (2.96) и (2.99) следует, что пластина охлаждается или нагревается при

$$T_{\text{ст}} - T_\infty > T_{\text{н}}|_{\eta=0} = w_\infty\sqrt{\mathrm{Pr}}\,/\,(2c_p) \ \text{ или } \ T_{\text{ст}} - T_\infty < T_{\text{н}}|_{\eta=0};$$

в частности, для воздуха $T_{\text{н}}|_{\eta=0} = 26$ К при $w_\infty = 250$ м/с.

При малых скоростях, когда $M_\infty \le 1$, $T_e \approx T_\infty$; при этом выражение (2.99) для $q_{\text{ст}}$ переходит в закон теплоотдачи Ньютона $[q_{\text{ст}} = \alpha(T_{\text{ст}} - T_\infty)]$, а для локального коэффициента теплоотдачи α справедливо критериальное уравнение (2.100). Из (2.99) следует, что выражение (2.100) для $\mathrm{Nu}_x$ можно применять и при больших скоростях потока и значительном тепловыделении вследствие внутреннего трения, если в выражении закона теплоотдачи вместо $T_\infty$ использовать $T_e$.

Из выражения (2.100) видно, что изменение α по длине пропорционально $x^{-1/2}$; кроме того, с учетом результатов, полученных ранее для $\tau_{\text{ст}}$, можно установить следующую связь между параметрами теплообмена и трения:

$$\mathrm{Nu}_x = \mathrm{Re}_x \mathrm{Pr}^{1/3} \tau_{\text{ст}} / (\rho\, w_\infty^2); \quad 0{,}6 \le \mathrm{Pr} \le 10.$$

## Теплообмен при больших скоростях потока

При высоких скоростях потока анализ процесса теплообмена необходимо осуществлять с учетом не только теплоты трения, но и сжимаемости газа, а также влияния изменения физических свойств газа в зависимости от температуры. Уравнения (2.85) – (2.87) в этом случае усложняются. В частности, в уравнении энергии (2.87) появляется дополнительный член $[w_x(dp\,/\,dx)]$, учитывающий выделение теплоты вследствие работы сил давления.

Распределение скорости и давления в поле течения вне пограничного слоя зависит от формы обтекаемого тела. В отличие от рассмотренной пластины на телах с криволинейным контуром продольный градиент давления $dp\,/\,dx \ne 0$. При этих условиях среди определяющих безразмерных комплексов появляются: число Маха, температурный фактор, безразмерный продольный градиент давления (или скорости), показатель адиабаты $k = c_p\,/\,c_v$ и отношения типа (2.74).

Для решения уравнений ламинарного пограничного слоя используются различные точные и приближенные методы. Например, для тел со степенным законом изменения скорости во внешнем потоке удается получить точное решение. В случае использования приближенного метода интегральных соотношений уравнения пограничного слоя удовлетворяются только в среднем по толщине слоя. В общем случае для учета всех перечисленных факторов применяются методы численного решения уравнений пограничного слоя с помощью ЭВМ. В сложных условиях вследствие неизбежной схематизации реальных процессов теоретические решения требуют определенного экспериментального уточнения, однако вносимые при этом поправки невелики.

Результаты существующих теоретических решений задач теплообмена могут быть представлены в виде обобщенных зависимостей – критериальных уравнений подобия, которые используются при расчете теплоотдачи.

Для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи при безотрывном обтекании плоских и осесимметричных тел различной формы потоком высокой скоро-

сти может быть рекомендована следующая формула, справедливая при ламинарном режиме течения в пограничном слое (при обтекании затупленных тел $4{,}5\cdot10^6 < \mathrm{Re}_к < 6{,}5\cdot10^6$):

$$\mathrm{Nu}_{ст} = 0{,}332\,\mathrm{Re}_{ст}^{0,5}\mathrm{Pr}_{ст}^{1/3}\left(\frac{\mu^{(0)}\rho^{(0)}}{\mu_{ст}\,\rho_{ст}}\right)^{0,5}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ст}}{\mathrm{Pr}^{(0)}}\right)\left[1+0{,}16\left(1+\frac{T_{ст}}{T_{01}}\right)\left(\frac{2m}{m+1}\right)^{1/3}\right]^{0,5}. \quad (2.101)$$

где $\mathrm{Nu}_{ст} = \alpha\, x_{эф} / \lambda$; $\mathrm{Re}_{ст} = w_1\rho_{ст}x_{эф} / \mu_{ст}$; $\rho_{ст} = p_1 / (RT_{ст})$; параметры, отмеченные индексом (0), отнесены к температуре $T^{(0)} = 0{,}5(T_{ст} + T_1) + 0{,}22\omega$; $\omega = 0{,}5\,(k-1)\mathrm{M}_1^2$; $m = (dw_1 / dx)(x / w_1)$, $x$ – криволинейная координата, направленная вдоль контура обтекаемого тела и отсчитываемая от точки начала развития пограничного слоя; индексом 1 отмечены параметры внешнего течения в сечении $x$, в котором предстоит вычислить коэффициент теплоотдачи $\alpha$.

Эти параметры, включая $dw_1/dx$, предварительно определяются путем аэрогазодинамического расчета с учетом влияния головной ударной волны или скачка уплотнения. Эффективная длина некоторой плоской пластины, на которой при параметрах внешнего течения $w_1$, $\rho_1$ образуется такой же температурный пограничный слой, как и в сечении $x$ данного тела с криволинейным контуром,

$$x_{эф} = \left[\int_0^x \rho_{ст}w_1R^2dx\right] / (\rho_{ст}w_1R^2),$$

где $R = R(x)$ – расстояние от плоскости (или оси) симметрии данного тела до точки поверхности тела с координатой $x$.

Здесь для расчета используется равенство интегральных тепловых потоков на пластине и рассматриваемом теле с учетом предыстории развития пограничного слоя. Формула для определения $x_{эф}$ получена методом локального подобия и справедлива при $T_{ст} = \mathrm{const}$. Для случая $T_{ст} = T_{ст}(x)$ существует более сложная формула.

В формуле (2.101) отношения, содержащие произведение $\mu\rho$ и критерий Pr, учитывают изменение физических свойств газа в зависимости от температуры, а множитель в квадратных скобках – влияние продольного градиента давления $dp_1/dx = -\rho_1 w_1(dw_1/dx)$ и температурного фактора $(T_{ст}/ T_{01})$; $T_{01} = T_1(1 + 0{,}5(k-1)\mathrm{M}_1^2)$. Для расчета $q_{ст}(x)$ и $T_e$ используются формулы (2.99) и (2.97).

При $\mathrm{Re} = (w_\infty x / \nu) > 10^6$ течение в пограничном слое на пластине становится турбулентным и закономерности переноса импульса и энергии резко изменяются. В этих условиях решение задач теплообмена возможно лишь при ряде упрощаю-

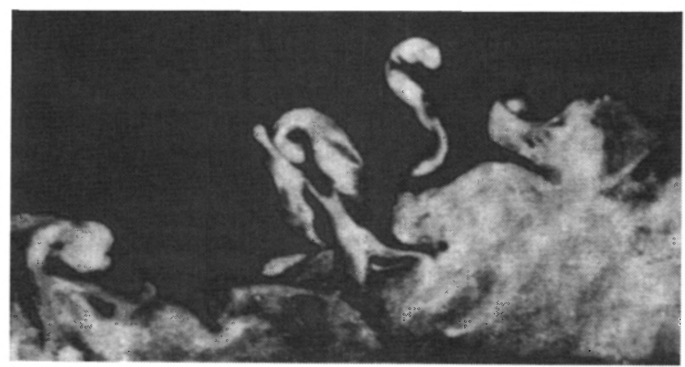


**Рис. 2.14.** Турбулентное течение в пограничном слое (визуализация)

щих предположений с использованием не только теоретических, но и экспериментальных данных. Отсутствие рациональных теорий турбулентности объясняется чрезвычайной сложностью этих течений (рис. 2.14).

Высокочастотные пульсации скорости, давления и температуры в турбулентных потоках существенно влияют на развитие течения. При анализе течения используются осредненные во времени величины $\bar{w}_x$, $\bar{w}_y$, $\bar{p}$, $\bar{T}$ и пульсационные составляющие $w'_x$, $w'_y$, $p'$, $T'$. При этом мгновенные значения скорости, давления и температуры могут быть определены в виде сумм: $w_x = \bar{w}_x + w'_x$; $w_y = \bar{w}_y + w'_y$; $p = \bar{p} + p'$; $T = \bar{T} + T'$.

***Степень турбулентности*** $\varepsilon$ является одной из важных характеристик турбулентных течений. Она определяется соотношением

$$\varepsilon = \left[\sqrt{0{,}5\,(\overline{w'^2_x} + \overline{w'^2_y})}\right] / \bar{w}_\infty,$$

где $\overline{w'^2_x}$, $\overline{w'^2_y}$ и $\bar{w}_\infty$ – осредненные во времени квадраты пульсационных составляющих скорости и средняя скорость невозмущенного потока.

Степень турбулентности – отношение средней квадратичной пульсаций составляющих вектора скорости в данной точке к осредненной скорости невозмущенного потока.

Для простоты рассуждений все соотношения здесь записаны в двухмерном приближении. В действительности картина течения трехмерна.

От значения $\varepsilon$ в набегающем на тело потоке существенно зависит критическое число Re, соответствующее переходу ламинарной формы течения в пограничном слое в турбулентную, а также интенсивность теплоотдачи.

При наличии пульсаций в потоке появляется дополнительное напряжение трения $\tau_т = -\overline{(\rho w_y)' w'_x} = \mu_т(\delta \bar{w}_x / \partial y)$ и дополнительный перенос энергии $q_т = \overline{(\rho w_y)' c_p T'} = -\lambda_т(\partial \bar{T} / \partial y)$, где $\mu_т$ и $\lambda_т$ – коэффициенты турбулентной (кажущейся) вязкости и теплопроводности. Выражения для определения $\tau_т$ и $q_т$ могут быть получены из уравнений (2.52) – (2.55) с осредненными значениями скорости, давления и температуры. В приближении пограничного слоя эти уравнения имеют следующий вид:

$$\rho\left(\bar{w}_x \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial x} + \bar{w}_y \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y}\right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + (\mu + \mu_т)\frac{\partial^2 \bar{w}_x}{\partial y^2};$$

$$\frac{\partial \bar{w}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}_y}{\partial y} = 0;$$

$$\rho c\left(\bar{w}_x \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{w}_y \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) = (\lambda + \lambda_т)\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + (\mu + \mu_т)\left(\frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y}\right)^2.$$

Общее напряжение трения в турбулентном потоке состоит из напряжения трения, вызванного молекулярной ($\mu$) и турбулентной ($\mu_т$) вязкостью, поэтому $\tau = (\mu + \mu_т)\,\partial \bar{w}_x / \partial y$. Аналогично, $q = -(\lambda + \lambda_т)\,\partial \bar{T} / \partial y$. На некотором расстоянии от стенки в турбулентном ядре $\mu \ll \mu_т$ и $\lambda \ll \lambda_т$. Вблизи стенки в ламинарном подслое роль $\mu$ и $\lambda$ становится существенной.

В отличие от уравнений (2.85) – (2.87), уравнения турбулентного пограничного слоя, записанные для осредненных величин, кроме $\overline{w}_x$, $\overline{w}_y$ и $\overline{T}$, содержат неизвестные значения $\mu_т$ и $\lambda_т$, зависящие от пульсационных составляющих.

В основе приближенных полуэмпирических теорий турбулентного тепло- и массообмена лежат эмпирические гипотезы, связывающие кажущиеся вязкость и теплопроводность с осредненными во времени скоростями и температурами. Каждая из таких теорий содержит опытные константы и может быть использована для расчета турбулентного течения определенного вида. В настоящее время с помощью вычислительной техники на основе результатов непосредственных измерений турбулентных пульсаций изучаются различные модели турбулентности, позволяющие получить более детальную информацию о локальной структуре турбулентных течений.

В основу приближенных методов расчета теплообмена при турбулентном течении положены универсальные зависимости распределения скоростей и температур в пограничном слое, установленные путем обработки опытных данных методами теории подобия. В выражениях, аппроксимирующих эти закономерности для скоростей, температур и линейных размеров, подобраны соответствующие масштабы, а константы не зависят от Re. Такой подход в сочетании с теоретическим обоснованием позволяет получить уравнения типа (2.101), необходимые для расчета теплоотдачи.

Для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи при турбулентном режиме течения в пограничном слое на телах различной формы может быть использовано критериальное уравнение

$$\mathrm{Nu}_{ст} = 0{,}0296\,\mathrm{Re}_{ст}^{0,8}\mathrm{Pr}_{ст}^{0,43}(T_{ст}/T_e)^{0,4}[1 + 0{,}5(k-1)r_т M_1^2]^{0,11}. \qquad (2.102)$$

Это уравнение справедливо для случаев обтекания плоских и осесимметричных тел потоком, движущимся с высокой скоростью, с продольным градиентом давления (в том числе при течении в соплах). Критерии подобия построены точно так же, как и в формуле (2.101). В безразмерные комплексы $\mathrm{Nu}_{ст}$ и $\mathrm{Re}_{ст}$ входит величина

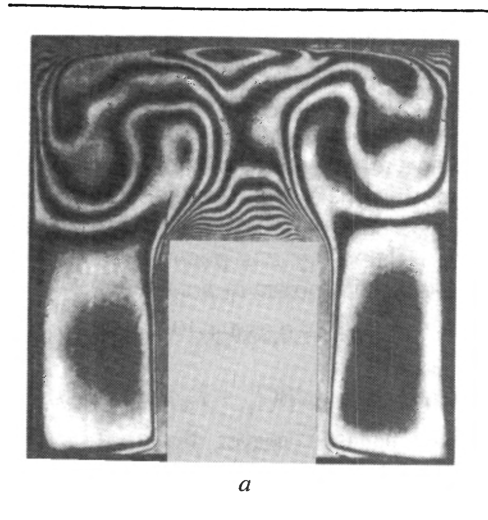
$$x_{эф} = \int_0^x \rho_{ст} w_1 R^{5/4} dx \,/\, (\rho_{ст} w_1 R^{5/4}).$$

Коэффициент восстановления температуры (при турбулентном режиме течения) $r_т \approx \sqrt[3]{\mathrm{Pr}}$. Полуэмпирическая формула (2.102) согласуется с результатами измерений при $0{,}1 < T_{ст} / T_e < 1$. Она справедлива в диапазоне $2{,}5 < \mathrm{M}_\infty < 4{,}5$ на пластине и конусе и $6 < \mathrm{M}_\infty < 10$ при течении в соплах.

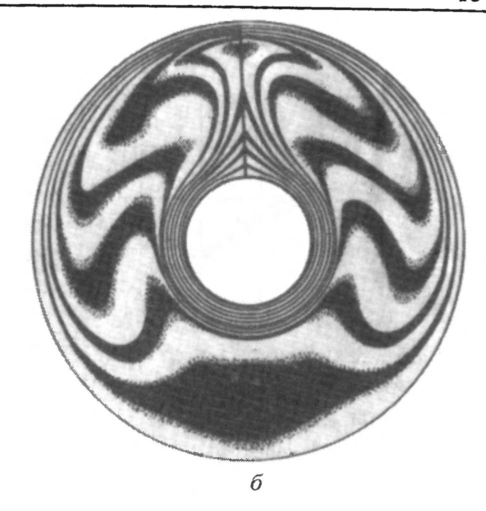
## Теплообмен при естественной конвекции

Естественные свободно конвективные течения возникают под действием разности плотностей, как правило, связанной с неоднородностью температурного поля в жидкости, находящейся в поле внешних массовых сил. Для изучения таких течений, часто встречающихся в природе и технике, применяются как теоретические, так и экспериментальные методы.

Интерферограмма поля течения при естественной конвекции в прямоугольной полости с нагретым выступом на нижнем основании (рис. 2.15, *а*) дает представ-



*а*



*б*

**Рис. 2.15.** Интерферограммы поля течения в плоскости:
*а* – с нагретым выступом на нижнем основании, Gr = 1,3·10[8]; Pr = 0,71; *б* – кольцевая, Gr = 5,8·10[4]; Pr = 0,7

ление о характере изотерм и температурном пограничном слое на поверхности выступа и верхнем основании полости. Расшифровка интерферограммы позволяет получить данные о локальных коэффициентах теплоотдачи. Аналогичная интерферограмма для кольцевой полости показана на рис. 2.15, *б* (нагрет внутренний цилиндр).

Для расчета теплоотдачи вертикальной пластины в условиях естественной конвекции могут быть использованы методы ламинарного пограничного слоя. При этом система уравнений (2.85) – (2.87) должна быть решена для граничных условий $w_x = w_y = 0$, $T = T_{ст}$ при $y = 0$ и $w_x = w_y = 0$, $T = T_\infty$ при $y = \infty$, где $x$ – продольная, а $y$ – поперечная координаты. Перейдем к переменным

$$\eta = Cy / x^{1/4} \text{ и } f(\eta) = \psi(x, y) / (4\nu C x^{3/4}),$$

где $C = [q(T_{ст} - T_\infty) / (4\nu^2 T_\infty)]^{1/4}$.

Тогда $w_x = \partial\psi/\partial y = 4\nu x^{1/2} C^2 f'$; $w_y = -\partial\psi/\partial x = \nu C x^{-1/4}(\eta f' - 3f)$.

Замена переменных позволяет преобразовать систему уравнений (2.85) – (2.87) в два обыкновенных дифференциальных уравнения:

$$\left.\begin{aligned} & f''' + 3ff'' - 2(f'^2) + \theta = 0; \\ & \theta'' + 3\Pr f\theta' = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (2.103)$$

где $\theta = (T - T_\infty) / (T_{ст} - T_\infty)$.

Граничные условия в новых переменных принимают вид: $f = f' = 0$, $\theta = 1$ при $\eta = 0$ и $f' = 0$, $\theta = 0$ при $\eta = \infty$;

$$q_{ст} = -\lambda(\partial T/\partial y)_{ст} = -\lambda C x^{-1/4}(d\theta / d\eta)_{ст}(T_{ст} - T_\infty). \qquad (2.104)$$

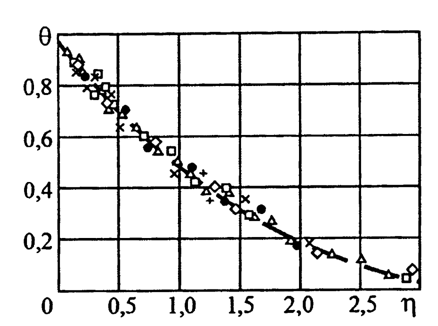



**Рис. 2.16.** Зависимость безразмерной температуры $\theta = (T - T_\infty)/(T_{ст} - T_\infty)$ от координаты $\eta$ при $Pr = 0{,}73$: • – $x$ = = 11см; + – $x$ = 7 см; × – $x$ = 4 см; □ – $x$ = = 2 см; Δ – $x$ = 1 см; ◊ – $x$ = 0,3 см

Результаты решения уравнений (2.103) представлены в виде таблиц (имеющихся в литературе), из которых следует, что для воздуха $(d\theta/d\eta)_{ст} = -0{,}508$. Теоретические результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными (рис. 2.16). С учетом закона теплоотдачи Ньютона (2.6) и выражения (2.104) можно получить формулу для расчета местного коэффициента теплоотдачи в виде

$$Nu_x = 0{,}359 Gr_x^{1/4}, \qquad (2.105)$$

где $Nu_x = \alpha x/\lambda$; $Gr_x = gx^3\beta(T_{ст} - T_\infty)/\nu^2$; $Pr = 0{,}73$.

Из формулы (2.105) следует, что $\alpha \sim 1/x^{1/4}$ и уменьшается в направлении движения среды.

Приближенный метод решения этой же задачи позволяет вывести зависимость

$$Nu_x = 0{,}508[Pr/(Pr + 0{,}952)]^{1/4} Ra_x^{1/4}, \qquad (2.106)$$

которая в пределах $10^{-2} < Pr < 10^3$ согласуется с точным решением с погрешностью, не превышающей 10 %. Здесь $Ra_x$ определяется соотношением (2.71). Формулы (2.105), (2.106) применимы при $Ra_x < 0{,}7 \cdot 10^9$, т. е. при ламинарном режиме течения в пограничном слое.

При расчете теплоотдачи от широкой наклонной пластины к воздуху используется формула

$$\overline{Nu} = 0{,}48[(1 + \cos\varphi)/2] Gr^{1/4},$$

где $\overline{Nu} = \bar{\alpha}\, l/\lambda$; $Gr = gl^3(T_{ст}/T_\infty - 1)/\nu^2$; $l$ – длина пластины; $\varphi$ – угол между нижней теплоотдающей поверхностью пластины и вертикалью.

Эта формула справедлива при $10^5 < Gr < 10^9$ и $0 < \varphi < 90°$.

Аналогичное аналитическое решение для горизонтального цилиндра:

$$Nu_x = 0{,}604 f(\varphi) Gr_x^{1/4} (x/d)^{1/4}, \qquad (2.107)$$

где $Nu_x = \alpha x/\lambda$; $f(\varphi)$ – функция, зависящая от центрального угла $\varphi$; $x$ – координата, отсчитываемая от передней критической точки вдоль контура цилиндра; $Gr_x = q\beta x^3(T_{ст} - T_\infty)/\nu^2$; $d$ – диаметр цилиндра. Значения $f(\varphi)$, полученные из решения, приведены ниже:

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $\varphi$, град | ..... | 0 | 30 | 60 | 90 |
| $f(\varphi)$ | ..... | 0,760 | 0,752 | 0,718 | 0,664 |
| $\varphi$, град | ..... | 120 | 150 | 165 | 180 |
| $f(\varphi)$ | ..... | 0,581 | 0,458 | 0,36 | 0 |

Формула (2.107) справедлива при $Ra < 0{,}7 \cdot 10^9$ и $Pr = 0{,}73$.

Из формулы (2.107) для местного числа Нуссельта $Nu_x$ может быть получена критериальная зависимость для среднего по поверхности цилиндра числа Нуссельта:

$$\overline{Nu}_d = 0{,}372 Gr_d^{0{,}25},$$

где $\overline{Nu}_d = \bar{\alpha} d/\lambda$; $Gr_d = gd^3\beta(T_{ст} - T_\infty)/\nu^2$.

При равных числах Грасгофа и $l = d$ средний коэффициент теплоотдачи вертикальной пластины в 1,29 раза больше, чем для горизонтального цилиндра.

Влияние на теплообмен числа Pr можно определить, пользуясь соотношением

$$(\mathrm{Nu}_x / \mathrm{Gr}_x^{1/4}) / (\mathrm{Nu}_x / \mathrm{Gr}_x^{1/4})_{\mathrm{Pr}=0,73} = [2{,}21/(1{,}143 + \mathrm{Pr})]^{1/4}\mathrm{Pr}^{1/2}. \quad (2.108)$$

Для расчета теплоотдачи при турбулентной естественной конвекции на вертикальной пластине могут быть использованы полуэмпирические формулы Эккерта и Джексона, полученные на основании экспериментальных данных о распределении скоростей и температур в пограничном слое. При выводе формул физические свойства среды ($\lambda$, $c$, $\rho$, $\mu$ и $\beta$) принимались постоянными. Для местных и средних коэффициентов теплоотдачи эти формулы имеют вид

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}0295\mathrm{Ra}_x^{2/5}\mathrm{Pr}^{1/15}(1 + 0{,}494\mathrm{Pr}^{2/3})^{-2/5};$$
$$\overline{\mathrm{Nu}}_l = 0{,}0246\mathrm{Ra}_l^{2/5}\mathrm{Pr}^{1/15}(1 + 0{,}494\mathrm{Pr}^{2/3})^{-2/5}, \quad (2.109)$$

где $\mathrm{Nu}_x = \alpha x/\lambda$; $\mathrm{Ra}_x = gx^3\beta\Delta T/(\nu a)$; $\overline{\mathrm{Nu}}_l = \bar{\alpha} l/\lambda$; $\mathrm{Ra}_l = gl^3\Delta T/(\nu a)$; $l$ – длина пластины.

Формулы хорошо согласуются с результатами эксперимента при $10^9 < \mathrm{Ra} < 10^{12}$, $0{,}7 < \mathrm{Pr} < 10$ и применимы для криогенных жидкостей.

В процессах теплообмена, протекающих в условиях естественной конвекции в замкнутых полостях, толщина пограничного слоя становится соизмеримой с размерами пространства, в котором протекает процесс; поэтому упрощающие предположения, принятые при выводе уравнений пограничного слоя, становятся неприемлемыми. При анализе процессов переноса теплоты через прослойки и щели различной формы приходится рассматривать полную систему уравнений (2.52) – (2.55), которая для этих условий может быть решена разностными методами с помощью ЭВМ.

Для удобства численного решения из уравнений движения (2.52) – (2.53) исключается давление и вводится функция $\omega = \dfrac{\partial w_y}{\partial x} - \dfrac{\partial w_x}{\partial y} = -\nabla^2\psi$, называемая вихревой напряженностью. После несложных преобразований и введения функции тока $\psi$ система (2.52) – (2.55) получает вид

$$\begin{cases} \dfrac{\partial\omega}{\partial t} + \dfrac{\partial\psi}{\partial y}\dfrac{\partial\omega}{\partial x} - \dfrac{\partial\psi}{\partial x}\dfrac{\partial\omega}{\partial y} = \beta\left[g_x\dfrac{\partial T}{\partial y} - g_y\dfrac{\partial T}{\partial x}\right] + \nu\nabla^2\omega; & (2.110) \\[2ex] \dfrac{\partial T}{\partial t} + \dfrac{\partial\psi}{\partial y}\dfrac{\partial T}{\partial x} - \dfrac{\partial\psi}{\partial x}\dfrac{\partial T}{\partial y} = a\nabla^2 T; & (2.111) \\[2ex] \omega = -\nabla^2\psi. & (2.112) \end{cases}$$

Уравнение (2.110), называемое уравнением переноса вихрей, показывает, что изменение вихревой напряженности во времени и пространстве связано с диссипацией вихревой напряженности вследствие трения и с характером изменения температуры в поле течения. Решая эти уравнения с соответствующими начальными и граничными условиями, можно определить $\psi$, $\omega$ и $T$, а затем $w_x$ и $w_y$.

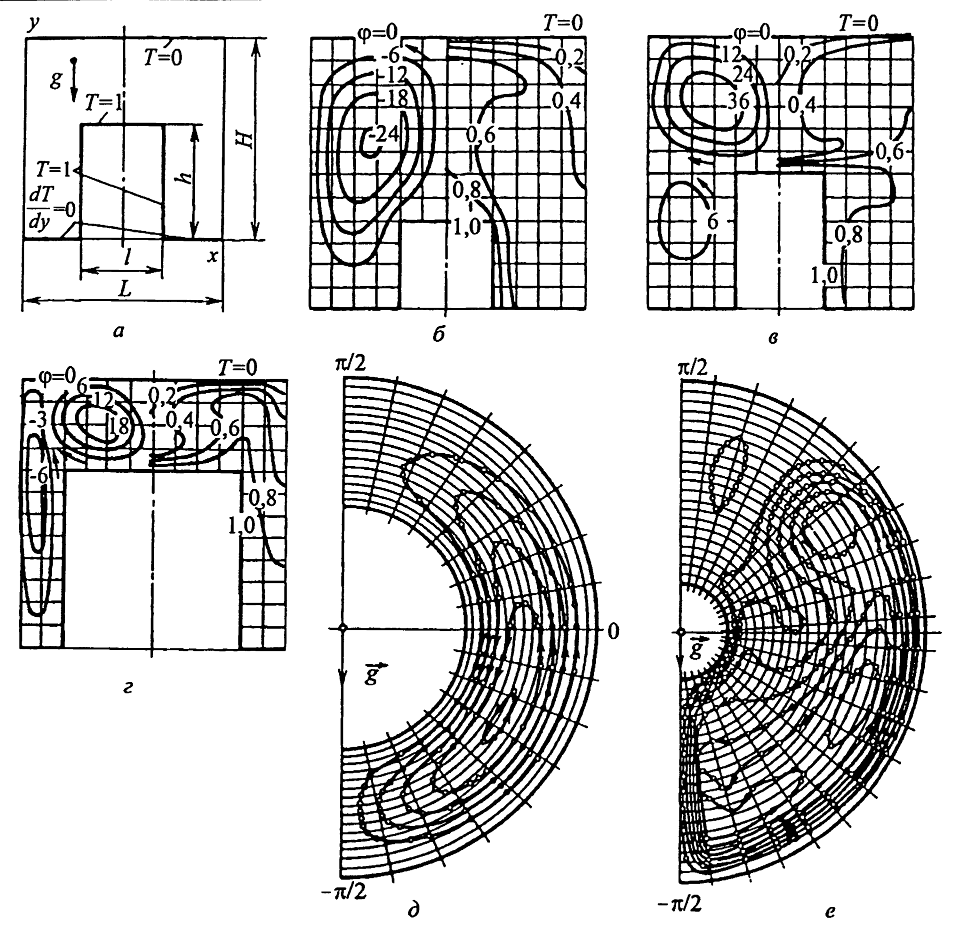



**Рис. 2.17.** Линии тока и изотермы в прямоугольных и кольцевых полостях; численные решения получены при Pr = 0,71; критерий Gr построен по характерному линейному размеру полости $\delta = (HL - hl)/L$:
*а* – схема полости; *б* – Gr = 1,12·10⁵; *в* – Gr = 5,8·10⁵; *г* – Gr = 1,4·10⁵; *д* – Gr = 10⁴, $r_2/r_1 = 2$; *е* – Gr = 10⁴, $r_2/r_1 = 5$

Линии тока ($\psi$ = const) и изотермы ($T$ = const), полученные в результате решения уравнений (2.110) – (2.112) для прямоугольной полости с нагретым выступом, показаны на рис. 2.17, *а* – *г*. Интенсивность теплообмена в рассматриваемых условиях зависит не только от критериев Gr и Pr, но и в значительной мере от относительных размеров полости. Этими факторами, в частности, определяется форма течения. При первой, одновихревой форме течения (см. рис. 2.17, *б*) основное количество теплоты передается от вертикальной поверхности выступа, в то время как над горизонтальной поверхностью существует застойная зона. При второй форме, с основным вихрем над выступом (см. рис. 2.17, *в*) интенсивный конвективный теплообмен наблюдается над выступом, и теплоотдача определяется горизонтальной поверхностью. В случае третьей, двухвихревой формы течения (см. рис. 2.17, *г*) теплоотдача верхней и боковой поверхностей выступа примерно оди-

накова. Путем численного решения уравнений (2.110) – (2.112) для кольцевых полостей получена формула

$$\mathrm{Nu} = 0{,}134 \ln (r_2 / r_1)(\bar{r}_1 + 0{,}362)\, \mathrm{Ra}^{0{,}294 \exp(-0{,}01 / \bar{r}_1)}, \qquad (2.113)$$

хорошо согласующаяся с данными непосредственных измерений.

Она применима при $2 \cdot 10^4 < \mathrm{Ra} < 0{,}5 \cdot 10^6$; $\mathrm{Pr} > 0{,}7$ и $2 < r_2/r_1 < 6$; $\mathrm{Ra} = g\delta^3\beta|T_1 - T_2|/ /(\nu a)$; $\bar{r}_1 = r_1 / \delta$; $\delta = r_2 - r_1$; $\exp(-0{,}01 / \bar{r}_1) = e^{-0{,}01 / \bar{r}_1}$; $r_1$, $r_2$ и $T_1$, $T_2$ – радиусы и температуры внутренней и внешней поверхностей, образующих кольцевое пространство.

Физические свойства среды отнесены к температуре $0{,}5(T_1 + T_2)$. Тепловой поток, проходящий через кольцевой слой, определяется по формуле

$$Q = 2\pi(T_1 - T_2)\mathrm{Nu}\, \lambda\, l / \ln (r_2 / r_1),$$

где $l$ – длина коаксиальных цилиндров, образующих полость.

Линии тока в кольцевых полостях ($T_2 > T_1$) показаны на рис. 2.17, *д*, *е*. Существуют также формулы для расчета теплообмена при естественной конвекции в плоских и сферических полостях.

## Теплообмен при изменении агрегатного состояния вещества

***Теплообмен при кипении.*** В процессе кипения происходит интенсивное парообразование во всем объеме кипящей жидкости с образованием паровых пузырьков. Этот процесс протекает при температуре насыщения $T_н$ или несколько превышающей это значение и сопровождается поглощением теплоты фазового перехода. Различают кипение жидкости в большом объеме и кипение на поверхности твердого тела. В отличие от процесса теплообмена при конвекции однофазной жидкости, процесс теплообмена при кипении является более интенсивным, поскольку сопровождается дополнительным переносом теплоты и массы с помощью паровых пузырьков или паровой пленки. Существуют три основных режима кипения – пузырьковый, переходный и пленочный.

***Пузырьковый режим кипения*** – режим, при котором пар образуется в виде периодически зарождающихся и растущих пузырьков.

Пузырьковый режим кипения сопровождается образованием на поверхности теплообмена паровых пузырьков. При больших тепловых потоках паровые пузырьки сливаются, образуя на поверхности нагрева сплошную пленку, и режим кипения становится пленочным.

***Пленочный режим кипения*** – режим, при котором на поверхности нагрева образуется сплошная пленка пара, периодически прорывающегося в объем жидкости. Пленочный режим кипения характеризуется меньшей интенсивностью теплоотдачи, чем пузырьковый.

Кипение возможно при условии некоторого перегрева жидкости относительно температуры насыщения и наличии центров парообразования.

Минимальный радиус $R_к$ парового пузырька в момент зарождения соответствует размеру неровностей на поверхности теплообмена. Чем больше перегрев жидкости и чем выше давление $p$, тем меньше $R_к$. Если жидкость смачивает стенку, кипение протекает при незначительном перегреве. Это означает, что на образование пузырей помимо перегрева и давления влияет также характер физико-химическо-

го взаимодействия жидкости с твердой стенкой. Число действующих центров парообразования увеличивается с уменьшением $R_к$. Рост числа центров парообразования приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи за счет перемешивания жидкости при движении пузырьков. На поверхности нагрева

$$R_к = 2\sigma T_н / [r\rho_п(T_{ст} - T_н)],$$

где $\sigma$ – коэффициент поверхностного натяжения.

Показано, что работа, которую необходимо затратить на образование пузырьков, уменьшается по мере увеличения перегрева жидкости. Поэтому вероятность вскипания увеличивается с ростом температурного напора $\Delta T = T_{ст} - T_н$.

Скорость роста паровых пузырьков является одной из основных характеристик процесса кипения и зависит от безразмерного комплекса $c_ж \Delta T \rho_ж / (r\rho_п)$, где $r$ – скрытая теплота парообразования; $c_ж$ – массовая удельная теплоемкость жидкости; $\rho_ж$ и $\rho_п$ – плотность соответственно жидкости и пара. Скорость роста пузырьков повышается по мере увеличения этого комплекса. Это особенно заметно при низких давлениях.

Паровой пузырек отрывается от поверхности нагрева и всплывает при определенном диаметре, который зависит от способности жидкости смачивать поверхность. Жидкость, не смачивающая поверхность, оттесняется от нее, и интенсивность теплоотдачи уменьшается. Теплоносители, обычно применяемые в теплоэнергетических установках, а также криогенные жидкости смачивают металлические поверхности. К несмачивающим жидкостям относится, например, ртуть.

Процесс теплоотдачи от перегретой жидкости к поверхности оторвавшегося пузырька отличается высокой интенсивностью. Турбулизация парожидкостной смеси движущимися пузырями существенно сказывается на интенсивности теплоотдачи только при небольших $\Delta T$. Интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении в основном определяется толщиной тонкой жидкостной прослойки, остающейся непосредственно на поверхности теплообмена вследствие смачивания. Линия, характеризующая зависимость теплового потока от температурного напора, называется кривой кипения.

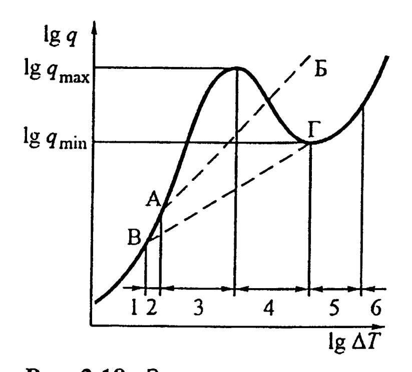



**Рис. 2.18.** Зависимость плотности теплового потока $q$ от температурного напора $\Delta T$ в логарифмической системе координат

На рис. 2.18 зависимость плотности $q$ теплового потока от температурного напора $\Delta T$ представлена в логарифмической системе координат. Область *1* на этом графике соответствует конвективному теплообмену. В области *2* благодаря малой плотности центров парообразования процесс кипения неустойчив. Область *3* соответствует развитому пузырьковому режиму кипения. В этой области плотность $q$ теплового потока достигает максимума. Дальнейшее повышение перегрева жидкости приводит к появлению переходной области *4*, а затем области *5* устойчивого пленочного кипения. В области *6* становится существенным перенос теплоты излучением.

При низких давлениях и тщательной дегазации жидкости область *1* конвективного теплообмена может быть расширена и зависимость $q(\Delta T)$ будет соответствовать линии АБ (см. рис. 2.18). В случае не смачивающих жидкостей пленочный режим кипения может появиться при небольших $\Delta T$ (линия ВГ).

Характер кривой кипения может также резко измениться при изменении граничных условий. Так, при обогреве поверхности теплообмена электрическим током ($q_{ст}$ = const) наблюдается скачкообразный переход пузырькового режима кипения в пленочный. При условии $T_{ст}$ = const такого скачка не наблюдается.

На интенсивность теплообмена при кипении существенное влияние оказывают давление, теплофизические свойства жидкости, параметры шероховатости поверхности нагрева и теплофизические свойства стенки. К последним относится комплекс, называемый коэффициентом аккумуляции теплоты, $\sqrt{\lambda c \rho}$.

Зависимость комплекса $A = (\alpha / q^{0,7})_p / (\alpha / q^{0,7})_{p*}$ от безразмерного давления $p/p_к$ при кипении различных жидкостей показана на рис. 2.19. Величина $(\alpha / q^{0,7})_{p*}$ вычислена при условном давлении $p^* = 0{,}03p_к$. При $p$, близких к $p_к$, влияние давления резко возрастает. Количественные закономерности зависят также от гидродинамической структуры двухфазного потока, которая при кипении отличается большим многообразием.

В условиях недогрева жидкости возможно поверхностное кипение. Строгого математического описания процесса теплообмена при кипении пока не существует. В большинстве случаев связь коэффициента теплоотдачи с числом центров парообразования, частотой отрыва пузырей, физическими свойствами жидкости и другими факторами устанавливается экспериментально.

Расчет теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости в большом объеме в условиях свободного движения можно выполнить, воспользовавшись следующим

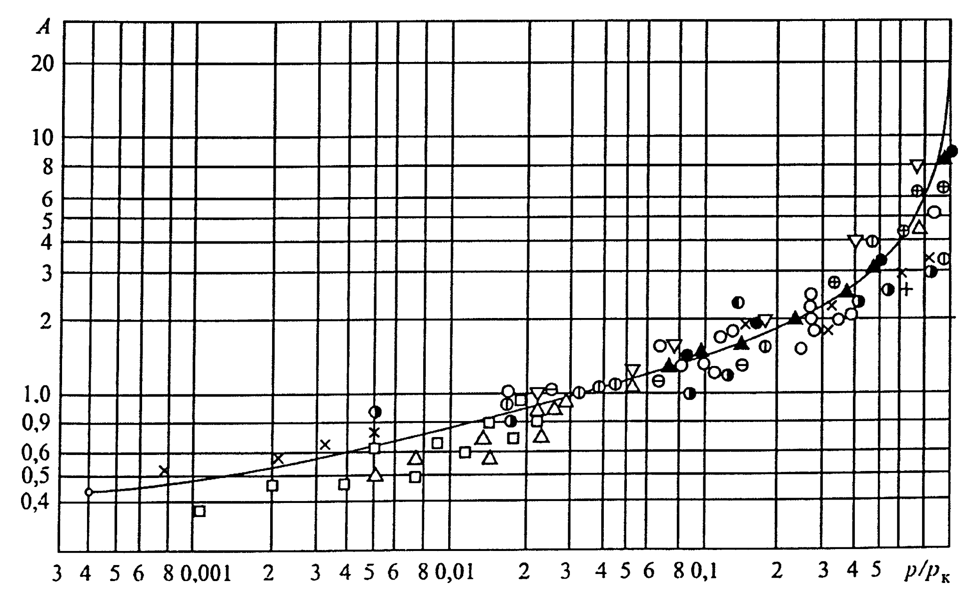



**Рис. 2.19.** Зависимость комплекса $(\alpha / q^{0,7})_p / (\alpha / q^{0,7})_{p*}$ от безразмерного давления $p / p_к$ при кипении различных жидкостей

приближенным уравнением подобия:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}082\, K_z^{0{,}33} K_q^{0{,}7} \mathrm{Pr}^{-0{,}45}, \qquad (2.114)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha\delta / \lambda_ж$; $K_z = (R_к c_ж \Delta T \rho_ж) / (2\delta r \rho_п)$; $K_q = q\delta^2 / (\rho_п\, r\, a_ж\, l)$; $\mathrm{Pr} = \nu_ж / a_ж$; $\delta = \sqrt{\sigma / [g(\rho_ж - \rho_п)]}$ – капиллярная постоянная; $\Delta T = T_{ст} - T_н$ – температурный напор; $l = (c_ж \sigma \rho_ж T_н) / (r\rho_п)^2 = (R_к c_ж \Delta T \rho_ж) / (2r\rho_п)$ – некоторый характерный размер, пропорциональный радиусу $R_к$; $\sigma$ – коэффициент поверхностного натяжения на границе жидкость – пар; $K_z$ и $K_q$ учитывают число центров парообразования и частоту отрыва пузырей.

Если пренебречь влиянием ускорения свободного падения, то можно получить более простое уравнение для расчета теплоотдачи

$$\mathrm{Nu} = C\mathrm{Re}^n \mathrm{Pr}^m,$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha\delta / l_ж$; $\mathrm{Re} = wl / \nu_ж$; $w = q / (r\rho_п)$ – приведенная скорость парообразования.

Значения $C$, $m$ и $n$ найдены в результате обработки большого числа экспериментальных данных, полученных при кипении различных жидкостей.

Для неметаллических теплоносителей $C = 0{,}0625$, $n = 0{,}5$, $m = 0{,}33$ при $\mathrm{Re} \le 0{,}01$; $C = 0{,}125$, $n = 0{,}65$, $m = 0{,}33$ при $\mathrm{Re} \ge 0{,}01$; для жидких металлов $C = 0{,}125$, $n = m = 0{,}65$, $\mathrm{Re} \ge 0{,}01$. Пределы применимости этого уравнения: $10^{-5} \le \mathrm{Re} \le 10^4$; $0{,}86 \le \mathrm{Pr} \le 7{,}6$; $w \le 7$ м/с. При плотности теплового потока, большей первой критической $q_к$, чистая форма пузырькового кипения невозможна.

***Первая критическая плотность теплового потока*** – максимально возможная (при данных условиях) плотность теплового потока при пузырьковом кипении. Первая критическая плотность теплового потока для неметаллических теплоносителей с малой вязкостью

$$q_к = k\, r \sqrt{\rho_п}\, \sqrt[4]{\sigma g(\rho_ж - \rho_п)}, \quad 0{,}13 \le k \le 0{,}16.$$

В литературных источниках имеются данные, необходимые для расчета теплообмена при кипении и в других условиях: при пленочном и переходном режимах, в условиях вынужденного течения, в ограниченном объеме (в том числе в различно ориентированных трубах и каналах).

***Теплообмен при конденсации пара.*** Конденсация протекает с выделением теплоты и всегда сопровождается теплообменом. Явление теплообмена при конденсации встречается в конденсаторах паротурбинных, холодильных и опреснительных установок, теплообменных аппаратах и других устройствах. Наиболее характерной для этих установок является поверхностная конденсация пара, реже встречается явление конденсации во всем объеме.

Конденсация насыщенного или перегретого пара на поверхности твердого тела возможна, если температура поверхности $T_{ст} < T_н$. Конденсация жидкости на твердой поверхности начинается в углублениях или трещинах. Различают два вида конденсации: *пленочную и капельную*.

***Пленочная конденсация*** – образование сплошной пленки конденсата на смачиваемой поверхности.

Теплота, выделяющаяся на поверхности раздела фаз, отводится в стенку через пленку конденсата. В процессе конденсации температура $T_п$ поверхности жидкой

пленки остается несколько ниже температуры $T_н$ насыщения. Для обычных и криогенных жидкостей $T_п$ незначительно отличается от $T_н$. Термическое сопротивление при передаче теплоты от пара к стенке равно сумме термического сопротивления пленки конденсата и термического сопротивления, связанного со скачком температуры на границе раздела паровой и жидкой фаз. При заданной разности температур пара и стенки интенсивность процесса теплообмена при пленочной конденсации определяется условиями отвода конденсата с поверхности и режимами течения пленки и пара. Термическое сопротивление пленки зависит от ее толщины, теплопроводности жидкости, степени турбулизации потока и наличия поверхностных волн.

***Капельная конденсация*** – образование капель конденсата на несмачиваемой поверхности.

Капельная конденсация имеет коэффициент теплоотдачи на порядок выше, чем пленочная. Для получения такого режима конденсации на поверхность теплообмена наносятся специальные покрытия. Использование капельной конденсации позволяет значительно уменьшить габаритные размеры и массу конденсаторов. Примеси неконденсирующихся газов в паре существенно снижают интенсивность теплоотдачи при конденсации.

В большинстве практически важных случаев приходится иметь дело с пленочной конденсацией. Средний коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации неподвижного насыщенного пара на плоской поверхности длиной $L$ может быть вычислен по следующей приближенной формуле:

$$\overline{\mathrm{Nu}} = (2\sqrt{2} / 3)(\mathrm{Ga}\, K\, \mathrm{Pr} \sin \beta)^{1/4}, \qquad (2.115)$$

где $\overline{\mathrm{Nu}} = \bar{\alpha} L / \lambda_ж$; $\mathrm{Ga} = gL^3\rho_ж(\rho_ж - \rho_п)/\mu_ж^2$; $K = r^* / c_ж(T_н - T_{ст})$; $\mathrm{Pr} = \nu_ж / a_ж$; $\beta$ – угол наклона поверхности к горизонту; $r^*$ – эффективное значение теплоты парообразования, $r^* = r + 0{,}68c_ж(T_н - T_{ст})$ при $c_ж(T_н - T_{ст}) / r < 2$.

Путем введения $r^*$ учитывается недогрев пленки и отклонение профиля температуры в пленке от линейного.

При выводе формулы (2.115) предполагалось, что режим течения пленки ламинарный, пар не содержит примесей, а влиянием термического сопротивления на границе пленки с паром, конвективным переносом теплоты через пленку, действием сил инерции и трением на границе раздела фаз можно пренебречь. Вывод основан на решении уравнений $d^2T / dy^2 = 0$, $\mu_ж(d^2w_x / dy^2) = -\rho_ж g_x$, описывающих теплообмен в пленке.

Образование на поверхности пленки волн уменьшает ее толщину и повышает интенсивность теплоотдачи. При торможении же стекающей пленки паром уровень интенсивности теплоотдачи снижается. Опытным путем установлено, что при $K > 5$ и $1 < \mathrm{Pr} < 100$ влияние конвективного переноса теплоты и действие сил инерции пренебрежимо малы.

Формула (2.115) становится пригодной для расчета теплообмена при конденсации пара на горизонтальном цилиндре, если положить $\beta = 2/\pi$ и $L = 2{,}87\, D$ ($D$ – диаметр цилиндра), а также для расчета теплообмена при конденсации внутри коротких горизонтальных труб, В последнем случае $\beta = 2/\pi$ и $L = 8{,}4\, d$, где $d$ – внутренний диаметр трубы.

Для расчета теплообмена при конденсации пара на пучке горизонтальных труб, расположенных друг под другом, рекомендуется формула

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}728[1 + 0{,}2(n - 1) / K](\mathrm{Ga}\,\mathrm{Pr}\,K / n)^{1/4}, \qquad (2.116)$$

где $n$ – число рядов труб.

Формула (2.116) применима при $(n - 1)K < 2$.

Критерии подобия здесь построены точно так же, как и в формуле (2.115). За характерный размер принят наружный диаметр трубы.

## 2.4. Лучистый теплообмен

### Основные понятия и определения

Излучение представляет собой процесс распространения энергии в виде электроволн, возбудителями которых являются заряженные элементарные частицы, входящие в состав вещества. Энергия излучения – это энергия фотонов или электромагнитных волн, излучаемых телом (или средой).

Излучение обладает как волновыми, так и корпускулярными свойствами, которые не проявляются одновременно. Волновыми свойствами объясняется процесс распространения излучения в пространстве, корпускулярными – явления испускания, поглощения и отражения. Эти свойства описываются уравнениями электродинамики и квантовой механики. Излучение характеризуется длиной волны $\lambda_в$ или частотой $\nu$. Большая часть твердых и жидких тел (за исключением полированных металлов) излучает энергию во всем диапазоне длин волн. С энергетической точки зрения наиболее важная роль в лучистом теплообмене при умеренных температурах принадлежит инфракрасному излучению. Оно имеет одинаковую природу с другими видами излучения и соответствует диапазону длин волн $0{,}8 \cdot 10^{-6} < \lambda_в < 0{,}8 \cdot 10^{-3}$м.

Количество энергии, излучаемое телами, резко возрастает с повышением температуры, поэтому роль лучистого теплообмена особенно велика в процессах, протекающих при высоких температурах. Тепловое излучение определяется только температурой и оптическими свойствами излучающего тела.

Между процессами теплопроводности и конвекции и лучистым теплообменом существует принципиальное различие. Теплообмен путем теплопроводности и конвекции связан с температурным полем в теле или среде. В процессах лучистого теплообмена наличие сплошной среды не обязательно.

Электромагнитные волны, попадая на окружающие тела, частично поглощаются ими. При этом энергия излучения переходит во внутреннюю энергию поглощающего тела. Доля энергии $A$ электромагнитных волн, поглощенная телом, называется поглощательной способностью тела, доля отраженной энергии $R$ – отражательной способностью и доля энергии $D$, проходящая сквозь тело, – пропускательной способностью. В соответствии с законом сохранения энергии $A + R + D = 1$. Тела, для которых $A = 1$, $R = D = 0$, называются абсолютно черными. В случае $D = 1$, $A = R = 0$ тела называются абсолютно проницаемыми или диатермичными (прозрачными). Можно считать, что для большей части твердых тел $D = 0$.

## Излучение абсолютно черного тела

***Плотность потока излучения*** – количество энергии излучения, проходящее в единицу времени через единицу площади поверхности в пределах полусферического телесного угла.

Плотность $E$ потока излучения является интегральной характеристикой, относящейся ко всему диапазону длин волн.

***Спектральная плотность потока излучения*** – отношение плотности потока излучения, испускаемого в бесконечно малом интервале длин волн, к величине этого интервала.

Спектральная плотность потока излучения $E_\lambda = dE / dl_в$ характеризует распределение энергии излучения по длинам волн. Для абсолютно черного тела зависимость $E_{\lambda 0}$ от длины волны и температуры устанавливается законом Планка

$$E_{\lambda 0} = dE_0 / d\lambda_в = c_1 n_п^2 \lambda_в^{-5} [e^{c_2/(n_п \lambda_в T)} - 1]^{-1}, \qquad (2.117)$$

где $c_1 = 3{,}74 \cdot 10^{-16}$ Вт · м$^2$; $c_2 = 1{,}439 \cdot 10^{-2}$ м · К; $T$ – абсолютная температура излучающего тела; $n_п$ – показатель преломления среды, окружающей тело, в дальнейшем будем считать $n_п = 1$; для газов $n_п \approx 1$, в вакууме $n_п = 1$. Индексом 0 отмечены величины, относящиеся к абсолютно черному телу.

Максимум зависимостей $E_{\lambda 0} = E_{\lambda 0}(\lambda_в)$ по мере повышения температуры смещается в сторону более коротких волн (рис. 2.20). Исследование функции (2.117) на экстремум приводит к зависимости $(\lambda_в)_{max} T = 2{,}896 \cdot 10^{-3}$ м · К, называемой законом смещения Вина.

Закон Стефана–Больцмана выводится интегрированием $E_{\lambda 0}(\lambda_в)$ по длинам волн:

$$E_0 = \int_0^\infty c_1 \lambda_в^{-5} [e^{c_2/(\lambda_в T)} - 1]^{-1} d\lambda_в = \sigma_0 T^4, \qquad (2.118)$$

где $\sigma_0 = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м$^2$ · К$^4$) – постоянная Стефана–Больцмана.

***Закон Стефана–Больцмана***: плотность потока излучения абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры.

Законы (2.117) и (2.118) строго справедливы для абсолютно черного тела. Реальные тела не являются абсолютно черными, однако многие из них можно приближенно считать серыми телами, спектр излучения которых непрерывен и подобен спектру излучения абсолютно черного тела. Для серых тел $E = \varepsilon \sigma_0 T^4$, $\varepsilon \neq \varepsilon(T)$.

***Степень черноты тела*** – отношение плотностей потоков излучения рассматриваемого и абсолютно черного тел при той же температуре.

Степень черноты тела $\varepsilon = E / E_0$ определяется опытным путем и зависит от природы тела, его температуры и состояния поверхности ($0{,}01 < \varepsilon < 0{,}99$).

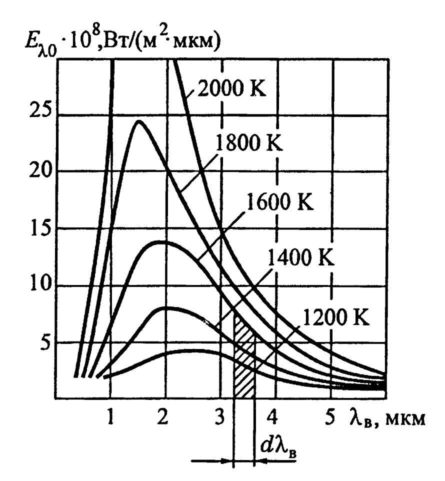



**Рис. 2.20.** Зависимость спектральной плотности потока излучения $E_{\lambda 0}$ от длины волны $\lambda_в$ при различных температурах

Зависимость между плотностью $E$ потока излучения и поглощательной способностью $A$ тела устанавливается законом Кирхгофа. Для определения этой зависимости рассмотрим систему двух тел, имеющих неограниченные плоские поверхности, обращенные друг к другу, причем поверхность *1* принадлежит серому, а поверхность *2* – абсолютно черному телу. Плотность потока эффективного (полного) излучения серого тела $E_{эф1} = E + (1 - A)E_0$, где $E$ и $(1 - A)E_0$ – плотности потока собственного и отраженного излучений. Для абсолютно черного тела $E_{эф2} = E_0$. В условиях термодинамического равновесия $E_{эф1} = E_{эф2}$, следовательно, $E + (1 - A)E_0 = E_0$.

***Закон Кирхгофа***: отношение плотности потока излучения серого тела к его поглощательной способности не зависит от природы тела и равно плотности потока излучения абсолютно черного тела при той же температуре.

Закон Кирхгофа $E/A = E_0$. Плотность потока излучения абсолютно черного тела $E_0$ зависит только от температуры. Так как для серых тел $A < 1$, всегда $E < E_0$. Из закона Кирхгофа следует, что $\varepsilon = A$. Поскольку для твердых непрозрачных тел $A + R = 1$, тела, хорошо отражающие лучистую энергию, слабо ее поглощают и излучают. Для тел, не являющихся серыми, закон Кирхгофа выполняется только при сопоставлении спектральных характеристик.

Распределение энергии излучения, испускаемой абсолютно черным телом, по отдельным направлениям неодинаково и определяется законом косинусов Ламберта в виде

$$dE_{\varphi 0} = (E_0 / \pi) d\Omega \cos\varphi,$$

где $E_{\varphi 0}$ – плотность потока излучения, соответствующая углу $\varphi$; $d\Omega$ – элементарный телесный угол, под которым из данной точки излучающего тела видна элементарная площадка на поверхности полусферы, имеющей центр в этой точке; $\varphi$ – угол между нормалью к излучающей поверхности и направлением излучения.

Наибольшее значение $E_{\varphi 0}$ соответствует направлению нормали к поверхности ($\varphi = 0$). Для реальных тел закон Ламберта выполняется лишь приближенно.

## Лучистый теплообмен между твердыми телами, разделенными диатермической средой

На основании рассмотренных законов излучения могут быть выведены формулы для расчета взаимного лучистого теплообмена между телами. Задача о лучистом теплообмене между двумя серыми непрозрачными телами, имеющими неограниченные плоские поверхности, обращенные друг к другу, может быть решена методом многократных отражений или эффективных потоков. В соответствии с первым методом, для определения количества энергии, переданной от первого тела ко второму (поток результирующего излучения), необходимо из первоначального количества энергии излучения первого тела вычесть все, что поглощается из энергии собственного излучения, отраженной от второго тела, и энергии излучения второго тела. Этот метод физически нагляден, но связан с применением рядов. Второй метод позволяет получить решение сразу, поскольку плотность потока результирующего излучения $q_{1,2} = E_{эф1} - E_{эф2}$. Здесь

$$\left.\begin{aligned} E_{эф1} &= E_1 + (1-A)E_{эф2}; \\ E_{эф2} &= E_2 + (1-A)E_{эф1}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.119)$$

Плотность потока $E_{эф}$ эффективного излучения – это сумма плотности потоков собственного и отраженного излучений. Из системы уравнений (2.119) можно найти

$$E_{эф1} = (E_1 + E_2 - A_1E_2)\,/(A_1 + A_2 - A_1A_2),$$

$$E_{эф2} = (E_1 + E_2 - A_2E_1)\,/(A_1 + A_2 - A_1A_2)$$

и

$$q_{1,2} = (A_2E_1 - A_1E_2)\,/(A_1 + A_2 - A_1A_2).$$

Поскольку $E = \varepsilon\sigma_0T^4$ и $\varepsilon = A$,

$$q_{1,2} = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_1 - 1)^{-1}\sigma_0(T_1^4 - T_2^4) = \varepsilon_п\sigma_0(T_1^4 - T_2^4), \qquad (2.120)$$

где $\varepsilon_п = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)^{-1}$ – приведенная степень черноты системы.

Предполагаем, что степени черноты тел $\varepsilon_1$ и $\varepsilon_2$, а также абсолютные температуры $T_1$ и $T_2$ заданы и постоянны.

Для снижения потока излучения применяются экраны. Пусть между двумя рассмотренными телами устанавливается тонкий металлический лист (экран), а $\varepsilon_1 = \varepsilon_э = \varepsilon_2 = \varepsilon$ ($\varepsilon_э$ – степень черноты экрана). В соответствии с формулой (2.120)

$$q_{1э} = \varepsilon_п\sigma_0(T_1^4 - T_э^4);$$

$$q_{э2} = \varepsilon_п\sigma_0(T_э^4 - T_2^4),$$

где $q_{1э}$ и $q_{э2}$ – плотности потоков результирующего излучения, идущего соответственно от поверхности *1* к экрану и от экрана к поверхности *2*; $T_э$ – абсолютная температура экрана.

Так как в условиях стационарного режима $q_{1э} = q_{э2}$, $T_э^4 = 0{,}5(T_1^4 + T_2^4)$, $q_{1э} = q_{э2} = 0{,}5\varepsilon_п\sigma_0(T_1^4 + T_2^4)$. Таким образом, при наличии одного экрана плотность потока уменьшается в 2 раза.

Можно показать, что в общем случае, когда $\varepsilon_1 \neq \varepsilon_2 \neq \varepsilon_{эi}$,

$$q_э\,/\,q_{1,2} = 1/[1 + \varepsilon_п\sum_{i=1}^{n}(2/\varepsilon_{эi} - 1)], \qquad (2.121)$$

где $q_э$ – плотность потока излучения при наличии $n$ экранов ($i = 1, 2, 3, ..., n$).

Из выражения (2.121) следует, что наиболее эффективны многослойные экраны с низкой степенью черноты.

Методом эффективных потоков может быть также решена задача лучистого теплообмена серых тел, одно из которых находится внутри другого. Результирующий поток излучения, идущий от поверхности *1* к поверхности *2*,

$$Q_{1,2} = \varepsilon_п\sigma_0A_{F1}(T_1^4 - T_2^4), \qquad (2.122)$$

где $\varepsilon_п = 1/[1/\varepsilon_1 + (A_{F1}/A_{F2})(1/\varepsilon_2 - 1)]$; $A_{F1}$ и $A_{F2}$ – площади поверхностей тел.

Уравнение (2.122) применимо для произвольных замкнутых систем, в которых поверхность меньшей площади $A_{F1}$ не имеет вогнутых участков.

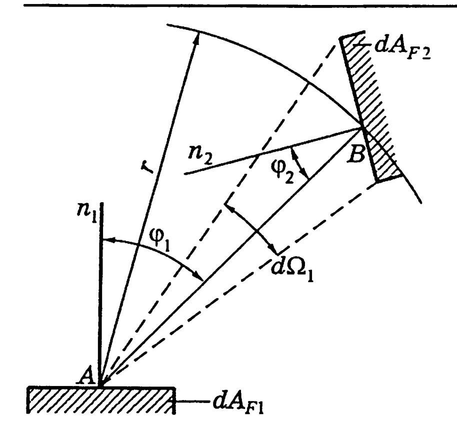



**Рис. 2.21.** Схема лучистого теплообмена между двумя телами, произвольно ориентированными в пространстве

Для определения потока излучения между двумя абсолютно черными телами, произвольно ориентированными в пространстве, воспользуемся законом Ламберта. От элементарной площадки $dA_{F1}$ на поверхности первого тела (рис. 2.21) на площадку $dA_{F2}$ на поверхности второго тела направлен (по лучу $AB$) поток излучения

$$d^2Q_{1,2} = (E_{01} / \pi) \cos\varphi_1 d\Omega_1 dA_{F1},$$

обратный поток

$$d^2Q_{2,1} = (E_{02} / \pi) \cos\varphi_2 d\Omega_2 dA_{F2},$$

где $\varphi_1$ и $\varphi_2$ – углы между направлением излучения и нормалью к площадке; $d\Omega_1$ и $d\Omega_2$ – элементарные телесные углы, под которыми «видны» площадки $dA_{F2}$ и $dA_{F1}$ из точки с противоположной площадки; $E_{01}$ и $E_{02}$ – плотности потока излучения первого и второго тела.

Результирующий поток излучения между телами $d^2Q_{1,2} = d^2Q_{1,2} - d^2Q_{2,1}$. Учитывая, что $d\Omega_1 = dA_{F2}(\cos\varphi_2)/r^2$, $d\Omega_2 = dA_{F1}(\cos\varphi_1)/r^2$, получаем

$$dQ_{1,2} = [(E_{01} - E_{02})/(\pi r^2) \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 dA_{F1} dA_{F2},$$

или после интегрирования, принимая во внимание закон Стефана – Больцмана (2.118),

$$Q_{1,2} = \sigma_0 A_{F1}(T_1^4 - T_2^4)\, \varphi_{1,2} = \sigma_0 A_{F2}(T_1^4 - T_2^4)\, \varphi_{2,1}. \qquad (2.123)$$

***Коэффициент облученности*** – отношение падающего на второе тело потока излучения первого тела к потоку полного полусферического излучения первого тела.

Коэффициент облученности (угловой коэффициент) системы тел

$$\varphi_{1,2} = \frac{1}{A_{F1}} \int_{A_{F1}} \int_{A_{F2}} [(\cos\varphi_1 \cos\varphi_2)/\pi r^2] dA_{F1} dA_{F2},$$

причем $\varphi_{2,1} = (A_{F1} / A_{F2})\varphi_{1,2}$. Коэффициенты $\varphi_{1,2}$, $\varphi_{2,1}$ зависят от формы и взаимного расположения тел. Существует ряд методов расчета этих коэффициентов.

Для некоторых случаев, часто встречающихся в технике, значения $\varphi_{1,2}$ и $\varphi_{2,1}$ вычислены и представлены в виде алгебраических формул.

Разработаны и более общие методы расчета лучистого теплообмена между телами. Например, в случае замкнутой системы, состоящей из $N$ изотермных диффузно поглощающих и излучающих серых поверхностей, порядок расчета следующий (диффузным называется излучение, испускаемое и распространяющееся с одинаковой интенсивностью по различным направлениям).

Поток результирующего излучения $Q_i$ $i$-й поверхности определяется из уравнения

$$Q_i / A_{Fi} = \varepsilon_i \sigma_0 (T_1^4 - \sum_{k=1}^{N} \varepsilon_k T_k^4 \Phi_{ik}). \qquad (2.124)$$

Значения $\Phi_{ik}$ находятся из системы линейных неоднородных алгебраических уравнений вида

$$\Phi_{ik} = \varphi_{ik} + \sum_{j=1}^{N} (1 - \varepsilon_i)\varphi_{ij}\Phi_{jk} \quad \text{при } 1 \le (i, k) \le N, \tag{2.125}$$

где $\varphi_{ij}$ – доля энергии излучения, которая попадает с поверхности $i$ на поверхность $j$.

Число уравнений $N^2$ равно числу неизвестных $\{\Phi_{ik}\}$. Значения $\varepsilon_i$, $T_i$ и коэффициентов облученности каждой пары поверхностей предполагаются известными. Система уравнений (2.125) в общем случае решается на ЭВМ по стандартной программе.

Предположение о том, что поверхности серые, будет правильным, если собственное и падающее излучения ограничены одним и тем же диапазоном длин волн, а спектральные характеристики поверхностей не зависят от длины волны. Приведенный метод можно использовать и в случае неизотермных поверхностей, приближенно разбив их на изотермные участки, а также в случае незамкнутых систем, если замкнуть их воображаемыми поверхностями с эффективными радиационными свойствами.

## Лучистый теплообмен в поглощающих и излучающих средах

При поглощении или испускании электромагнитных волн газом изменение энергетического уровня молекулы может осуществляться различными путями. Одним из них является изменение электронного, колебательного или вращательного состояний молекулы. При этом энергетические переходы у одноатомных газов обусловлены изменением только электронных состояний и сопровождаются высокочастотным излучением. Как показывает опыт, симметричные молекулы двухатомных газов $O_2$, $N_2$, $H_2$ не могут заметно поглощать и испускать энергию путем изменения колебательно-вращательных состояний. Практически одно- и двухатомные газы при низких и умеренных температурах не излучают и не поглощают энергию и в этих условиях могут считаться прозрачными ($D = 0$).

Однако при температуре, превышающей 5000...8000 К, эти газы начинают заметно излучать и поглощать энергию. Это связано с возможностью электронных переходов при высоких температурах, явлением ионизации, а также образованием несимметричных молекул вследствие диссоциации. Например, диссоциация симметричных молекул $O_2$ и $N_2$ приводит к образованию несимметричных молекул.

Образование электромагнитных волн при колебательных и вращательных переходах имеет место в газах с несимметричными молекулами. Такие переходы возможны даже при умеренных температурах. По этой причине трех- и более атомные газы такие, как $CO_2$, $H_2O$, $S_2O$, $NH_3$, $CH_4$, заметно излучают и поглощают энергию при температурах в несколько сотен градусов. Из трехатомных газов, поглощательная способность которых велика в инфракрасной области спектра, наибольший интерес представляют газы $CO_2$ и $H_2O$, содержащиеся в продуктах сгорания твердых, жидких и газообразных топлив. Излучение и поглощение этих газов даже при умеренных температурах учитывается в расчетах.

Некоторые твердые тела (стекло, кварц и некоторые другие материалы) также можно считать полупрозрачными средами.

В отличие от твердых непрозрачных тел, излучающих энергию тонким поверхностным слоем, полупрозрачные среды излучают и поглощают энергию всем объемом. Поглощательная способность газа определяется его природой, температурой, плотностью и спектральными характеристиками падающего излучения. Степень черноты $\varepsilon_г$ газа зависит от тех же факторов, за исключением характеристик падающего излучения. В отличие от $A_г$, степень черноты можно отнести к категории физических свойств тела. В общем случае $\varepsilon_г \neq A_г$. Газы, не содержащие твердых или жидких частиц, не обладают способностью рассеивать и отражать излучение.

Излучение и поглощение энергии газами происходит лишь в тех полосах частот, которые соответствуют энергии возможных переходов молекул с одного энергетического уровня на другой, и носит селективный, или избирательный характер. В отличие от этого бо́льшая часть твердых тел излучает энергию во всем диапазоне частот. Расположение полос в спектре излучения газа также определяется природой газа, а на ширину полос и зависимость спектральных характеристик от частоты влияют термодинамическое состояние газа и толщина газового слоя. Основная информация о поглощении и излучении энергии газами экспериментальная.

Согласно этим данным, плотность потока излучения газа формально определяется выражением $E_г = \varepsilon_г \sigma_0 T_г^4$. Однако, поскольку степень черноты $\varepsilon_г$ газа существенно зависит от температуры, закон четвертой степени Стефана–Больцмана здесь неприменим. Например, плотность потока излучения $E_{H_2O} \sim T^3$, а $E_{CO_2} \sim T^{3,5}$.

Важное практическое значение имеет расчет лучистого теплообмена между газом и оболочкой. Из количества энергии $\varepsilon_г \sigma_0 T_г^4$, излучаемой газом, стенкой поглощается $\varepsilon_{ст} E_г$ и отражается $(1 - \varepsilon_{ст})E_г$ ($\varepsilon_{ст}$ – степень черноты оболочки). Часть отраженной энергии поглощается газом, а оставшаяся доля энергии $(1 - \varepsilon_{ст})(1 - A_г)E_г$ возвращается стенке. При этом второй раз стенка поглотит $\varepsilon_{ст}(1 - \varepsilon_{ст})(1 - A_г)E_г$. Последовательно вычисляя и суммируя доли энергии, поглощенные стенкой, можно получить геометрическую прогрессию со знаменателем $(1 - \varepsilon_{ст})(1 - A_г)$. Сумма членов этой прогрессии $\varepsilon_{ст}\varepsilon_г \sigma_0 T_г^4/(\varepsilon_{ст} + A_г - \varepsilon_{ст} A_г)$ составит ту часть излучаемой газом энергии, которая поглощается стенкой. Аналогично находится часть излучаемой стенкой энергии, которая поглощается газом $\varepsilon_{ст} A_г \sigma_0 T_{ст}^4/(\varepsilon_{ст} + A_г - \varepsilon_{ст} A_г)$. Плотность потока результирующего излучения между газом и оболочкой определится разностью этих сумм:

$$q_л = \varepsilon'_{ст}\sigma_0(\varepsilon_г T_г^4 - A_г T_{ст}^4) = \varepsilon'_{ст}\varepsilon'_г \sigma_0 (T_г^4 - T_{ст}^4),$$

где $\varepsilon'_{ст} = 1/[1 + A_г(1/\varepsilon_{ст} - 1)]$ – эффективная степень черноты стенки, $\varepsilon_{ст} < \varepsilon'_{ст} < 1$; $\varepsilon'_г = [\varepsilon_г - A_г(T_{ст}/T_г)^4][1 - (T_{ст}/T_г)^4]$.

Если оболочка заполнена смесью двухатомных газов, содержащих также пары $CO_2$ и $H_2O$, то при умеренных температурах

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon. \quad (2.126)$$

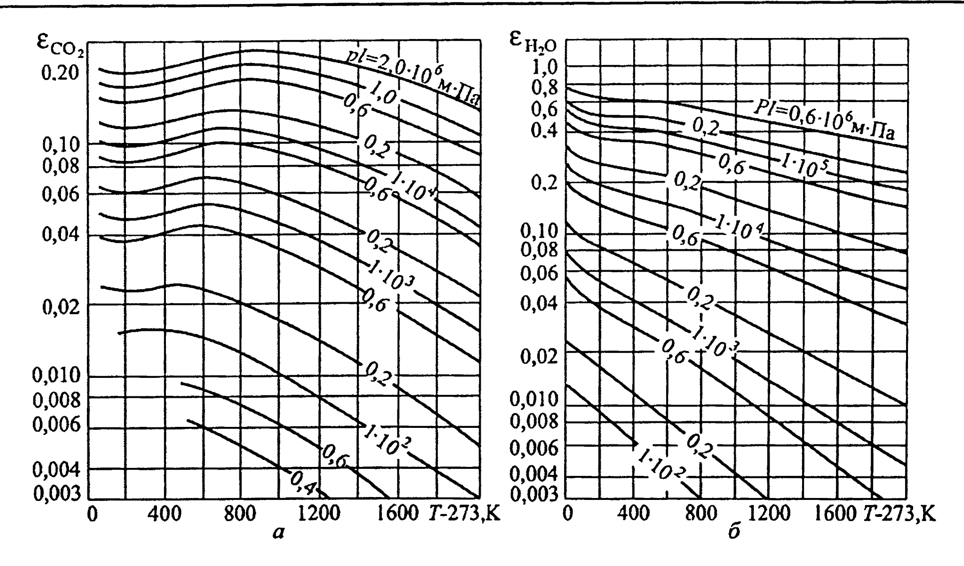



**Рис. 2.22.** Экспериментальные зависимости степени черноты газов $\varepsilon_{CO_2}$ (*а*) и $\varepsilon_{H_2O}$ (*б*) от температуры $T$ при различных значениях произведения $pl$

Степени черноты углекислого газа $\varepsilon_{CO_2}$ и водяных паров $\varepsilon_{H_2O}$ зависят от температуры газа, парциальных давлений $CO_2$ и $H_2O$ и эффективной длины луча $l$ (рис. 2.22). Поправочный коэффициент $\beta$ в формуле (2.126) учитывает неодинаковую степень влияния давления и длины луча на количество энергии, излучаемой парами воды (рис. 2.23). Поправкой $\Delta\varepsilon$ на взаимное поглощение лучистой энергии парами $CO_2$ и $H_2O$ обычно можно пренебречь. Если степень черноты $\varepsilon_г$ газа определяется при температуре $T_г$ газа, то поглощательная способность $A_г$ газа относится к температуре $T_{ст}$ оболочки. Поскольку

$$(A_г)_{T=T_{ст}} \approx (\varepsilon_г)_{T=T_{ст}},$$

величину $A_г$ можно определить по формуле (2.126), используя зависимости $\varepsilon_{CO_2}$ и $\varepsilon_{H_2O}$ от $T$ (см. рис. 2. 22), но при $T = T_{ст}$.

Эффективная длина луча для газового тела заданной формы, имеющего объем $V$ и поверхность оболочки площадью $A_F$, вычисляется по приближенной формуле $l = 3{,}6V/A_F$.

При расчетах конвективного теплообмена, протекающего совместно с лучистым, удобно ввести понятие лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи ($\alpha_л$). В этом случае плотность теплового потока

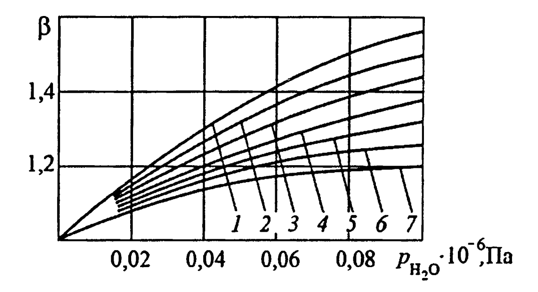



**Рис. 2.23.** Зависимость поправочного коэффициента $\beta$ от парциального давления $p_{H_2O}$ и произведения $lp_{H_2O}$ (общее давление $p_0$ = 0,102 МПа): *1* – $lp_{H_2O}$ = (0...1,5) · 10³ м · Па; *2* – $lp_{H_2O}$ = 7,5 · 10³ м · Па; *3* – $lp_{H_2O}$ = 1,5 · 10⁴ м · Па; *4* – $lp_{H_2O}$ = 2 · 10⁴ м · Па; *5* – $lp_{H_2O}$ = 7,5 · 10⁴ м · Па; *6* – $lp_{H_2O}$ = 1,5 · 10⁵ м · Па; *7* – $lp_{H_2O}$ = 5 · 10⁵ м · Па

$$q_\Sigma = q_к + q_л = \alpha_к(T_г - T_{ст}) + \alpha_л(T_г - T_{ст}) = \alpha_\Sigma(T_г - T_{ст}),$$

где $q_к$ и $q_л$ – плотности тепловых потоков, переносимых путем конвекции и излучения; $\alpha_к$ – конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи; $\alpha_л = \varepsilon'_{ст}\varepsilon'_г\sigma_0 \times \times(T_г^4 - T_{ст}^4)/(T_г - T_{ст})$; $\alpha_\Sigma = \alpha_к + \alpha_л$. При этом предполагается, что потоки $q_к$ и $q_л$ независимы друг от друга, хотя это справедливо только в случае, когда один из тепловых потоков значительно больше другого.

## 2.5. Теплообменные аппараты и основы их теплового расчета

Теплообменные аппараты – это устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды (жидкости или газа) к другой. Различают регенеративные, рекуперативные и смесительные теплообменные аппараты. В регенеративных аппаратах одна и та же поверхность нагрева периодически омывается то горячей, то холодной средой. Главным элементом конструкции таких аппаратов является теплоаккумулирующее устройство. В рекуперативных аппаратах (рис. 2.24) перенос теплоты от одной среды к другой осуществляется через разделяющую их стенку. В смесительных аппаратах (рис. 2.25) происходит непосредственное перемешивание нагретого и холодного теплоносителей. В этом случае теплообмен протекает одновременно с массообменом.

Существующие теплообменные аппараты отличаются друг от друга также конструкцией, формой, размерами, назначением, видами теплоносителей и другими

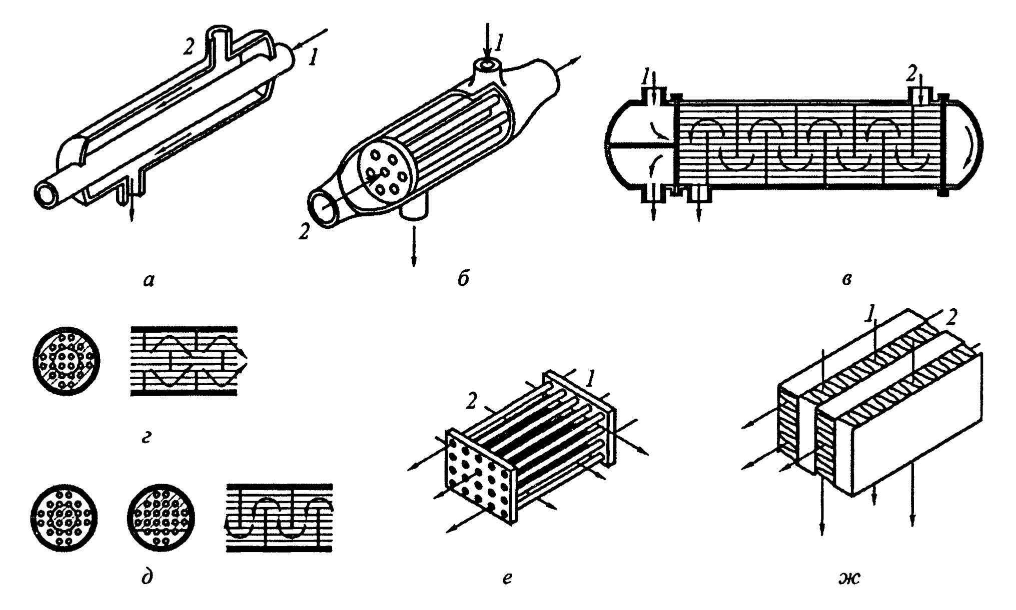



**Рис. 2.24.** Схемы рекуперативных теплообменных аппаратов:
*а* – типа «труба в трубе», прямоток; *б* – кожухотрубный, противоток; *в*, *г*, *д* – многократный перекрестный ток; *е* и *ж* – трубчатый и пластинчато-ребристый перекрестный ток; *1* – горячий поток; *2* – холодный поток

особенностями. Несмотря на большое разнообразие конструкций, основные положения теплового расчета теплообменных аппаратов остаются общими, поэтому целесообразно рассмотреть методику теплового расчета лишь одного из типов теплообменных аппаратов, например, рекуперативного (см. рис. 2.24).

***Прямоток, противоток и перекрестный ток*** – три основные схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах. Применяются также их комбинации.

***Прямоток*** – движение двух теплоносителей в теплообменном аппарате параллельно друг другу в одном и том же направлении.

***Противоток*** – движение двух теплоносителей в теплообменном аппарате параллельно друг другу в противоположных направлениях.

***Перекрестный ток*** – движение двух теплоносителей в теплообменном аппарате во взаимно перпендикулярных направлениях.

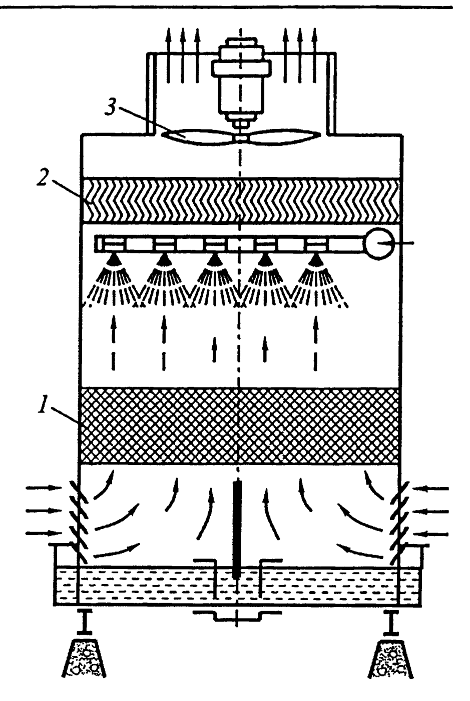



**Рис. 2.25.** Схема смесительного теплообменного аппарата:
*1* – насадка (кольца, решетки, шары);
*2* – сепаратор влаги; *3* – вентилятор

Расчет теплообменных аппаратов обычно начинается с определения размеров необходимой поверхности теплообмена. В том случае, когда размеры теплообменной поверхности заданы, целью расчета является определение конечной температуры теплоносителей с помощью уравнений теплопередачи и теплового баланса:

$$Q = \int_0^A k\Delta T dA_F = \overline{k}A\overline{\Delta T}, \quad \Delta T = T_1 - T_2; \quad Q > 0; \qquad (2.127)$$

$$Q = (-1)^i W_i \delta T_i, \quad \delta T_i = T_i'' - T_i', \quad i = 1, 2; \quad W = c_p G. \qquad (2.128)$$

Здесь $Q$ – тепловой поток; $k$ – коэффициент теплопередачи; $A$ и $A_F$ – площади поверхности теплообмена, полная и частичная (от начального, со стороны входа холодного теплоносителя, до какого-либо рассматриваемого сечения канала); $T$, $G$ и $W$ – температура, массовый расход и условный эквивалент теплоносителя соответственно; $c_p$ – изобарная массовая теплоемкость теплоносителя, средняя в интервале температуры от $T'$ до $T''$; черта сверху используется для средних значений; нижние индексы 1 и 2 относятся к значениям величин для нагретого и холодного теплоносителей; верхний индекс $'$ и $''$ отмечает температуру со стороны входа (или выхода) в аппарат теплоносителя.

Из выражения (2.128) для $Q$ видно, что

$$\delta T_1 / \delta T_2 = -W_2 / W_1, \qquad (2.129)$$

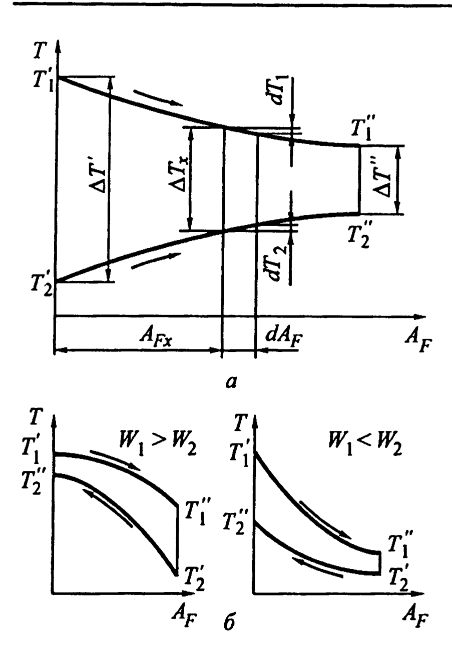



**Рис. 2.26.** Изменение температуры $T$ теплоносителей вдоль поверхности нагрева $A_F$:

*а* – прямоток; *б* – противоток

т. е. разности температур горячей и холодной жидкостей в теплообменных аппаратах изменяются обратно пропорционально их условным эквивалентам.

В зависимости от значений $W_1$ и $W_2$ для прямотока и противотока можно построить четыре типа характеристик изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева (рис. 2.26). Их анализ показывает, что при прямотоке $T_2'' < T_1''$. В случае противотока $T_2''$ может быть выше $T_1''$. Следовательно, при противотоке холодная жидкость при прочих равных условиях может быть нагрета до более высокой температуры, чем при прямотоке. Хотя температурный напор вдоль поверхности нагрева при прямотоке изменяется больше, чем при противотоке, средний температурный напор при противотоке выше и теплообменник с противотоком получается более компактным. Если температура одного из теплоносителей постоянна (например, при кипении или конденсации), то для обеих схем движения теплоносителей $\overline{\Delta T}$ получается одним и тем же.

В целях определения $\overline{\Delta T}$ следует посредством дифференцирования зависимостей (2.127), (2.128) получить выражения для количества теплоты, передаваемого через элемент поверхности $dA_F$:

$$1)\ dQ = k\Delta T\, dA_F;\quad 2)\ dQ = E_i W_i dT_i;$$
$$3)\ d\Delta T = -m dQ;\quad 4)\ m = \sum_{i=1}^{2} E_i(-1)^i / W_i. \tag{2.130}$$

Сомножитель $E_i$ в выражениях (2.130) введен в целях согласования знаков $Q$ и изменения $T_i$ в направлении движения горячего теплоносителя; $E_1 = -1$; $E_2 = 1$ при прямотоке и $E_2 = -1$ при противотоке. Сравнение 1-го и 3-го выражений (2.130) дает $d\Delta T / \Delta T = -mkdA_F$, и после интегрирования

$$\ln[(\Delta T)' / \Delta T] = \varphi = mkA_F;\ \Delta T / \Delta T' = e^{-\varphi}. \tag{2.131}$$

Используя выражение (2.131) и учитывая, что $\Delta T = \Delta T''$ при $A = A_F$, на основе теоремы о среднем можно получить

$$\overline{\Delta T} = A^{-1}\int_0^A \Delta T dA_F = A^{-1}\int_0^A (\Delta T)' e^{-\varphi} dA_F = (\Delta T)'(1 - e^{-\varphi}) / \varphi'';$$
$$A_F = A:\ \varphi = \varphi'';\quad \overline{\Delta T} = [(\Delta T)' - (\Delta T)''] / \ln[(\Delta T)' / (\Delta T)'']. \tag{2.132}$$

При $[(\Delta T)'' / (\Delta T)'] = 0{,}6...1{,}4$ среднее логарифмическое значение $\overline{\Delta T}$ отличается от среднего арифметического менее чем на 3 %.

Значение $\overline{\Delta T}$ определено в предположении, что теплоемкости, расходы теплоносителей и коэффициент теплопередачи являются постоянными. Особенности процессов теплоотдачи в теплообменных аппаратах учитываются при расчете коэффициентов теплоотдачи [см. формулы (2.76) – (2.83)], которые входят в выражение (2.23) для коэффициента теплопередачи $k$. Для расчета коэффициентов теплоотдачи в каналах теплообменных аппаратов существуют также специальные графические зависимости и критериальные уравнения, полученные по данным экспериментальных исследований теплоотдачи в аппаратах данной конструкции, геометрической формы и размеров.

На рис. 2.27 показаны схемы оребренных поверхностей теплообмена различных видов (размеры даны в см) и зависимости безразмерного комплекса $\mathrm{Nu/Pr}^{0,33}$ и коэффициента трения $\xi$ от критерия Re для расчета теплообменников.

В критериях подобия Nu и Re [см. выражения (2.66), (2.67)] за определяющий размер принят эквивалентный диаметр

$$d_э = 4LA_c / A,$$

где $L$ – длина каналов теплообменника; $A_c$ – площадь свободного сечения каналов теплообменника; $A$ – полная поверхность теплообмена.

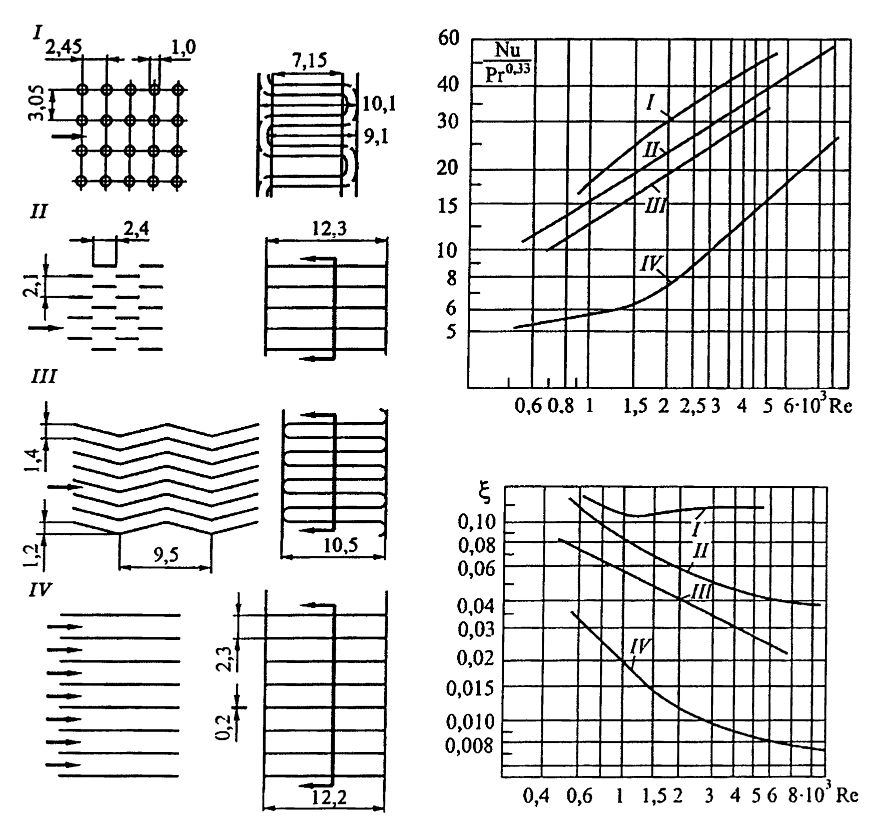



**Рис. 2.27.** Зависимости безразмерного комплекса $\mathrm{Nu / Pr}^{0,33}$ и коэффициента трения $\xi$ от критерия Re для расчета поверхностных теплообменников с различными ребрами:
*I* – стерженьковые; *II* – прерывистые; *III* – волнистые; *IV* – гладкие

Характерная скорость, входящая в критерий Re, определяется по сечению $A_с$, $w = G / (\rho A_с)$ ($G$ – массовый расход теплоносителя).

Гидравлическое сопротивление при движении теплоносителей в оребренных каналах можно определить по соответствующим зависимостям (см. рис. 2.27), где коэффициент трения $\xi = 2\Delta p A_с / (\rho w^2 A)$. Здесь $\Delta p$ – падение давления при движении теплоносителя в каналах теплообменного аппарата.

Исследования показали, что установка на стенках каналов теплообменников прерывистых ребер различной формы позволяет увеличить интенсивность теплоотдачи и повысить компактность конструкции аппарата при умеренных потерях давления в процессе течения теплоносителя в канале. В том случае, когда коэффициент теплопередачи $k$ существенно изменяется вдоль поверхности нагрева (вследствие изменения температуры теплоносителей, условий обтекания, формы поверхности или других факторов), среднее его значение может быть определено по формуле

$$k = \sum_{i=1}^{n} k_i A_i / \sum_{i=1}^{n} A_i,$$

где $A_i$ – площади участков поверхности, в пределах которых значения $k_i$ можно принять постоянными; $n$ – число участков.

Расчет конечной температуры теплоносителей $\{T_{iк}\}$ обычно является проверочным, поэтому площадь $A$ поверхности нагрева, коэффициент теплопередачи $k$, начальные температуры $\{T_{iн}\}$ и значения $W_1$, $W_2$ считаются известными.

В целях определения $\{T_{iк}\}$ правое выражение из (2.131) используется при $\varphi = \varphi''$ в формах

$$1 - (\Delta T)'' / (\Delta T)' = 1 - e^{-\varphi''}; \quad E_2 \delta T_2 - \delta T_1 = (\Delta T)'(1 - e^{-\varphi''}); \quad \delta T_2 = (\Delta T)'\Pi, \qquad (2.133)$$

где в силу соотношения (2.129)

$$\Pi = (1 - e^{-\varphi''})(mW_2)^{-1} = (1 - \exp(-ZkA / W_2))Z^{-1}; \quad Z = E_2 + W_2 W_1^{-1}.$$

Таким образом, изменение температуры холодной жидкости $\delta T_2$ соответствует некоторой доле $\Pi$ начального температурного напора $(\Delta T)'$; функция $\Pi$ зависит от двух безразмерных величин $kA / W_2$ и $W_1 / W_2$.

Из выражений (2.129) и (2.133) следует, что $\delta T_1 = -\Pi(\Delta T)' W_2 / W_1$. Для конечных температур теплоносителей и для теплового потока $Q$, переносимого от одной среды к другой, справедливы следующие выражения:

$$T_i'' = T_i' + \delta T_i; \quad Q = W_2 \delta T_2.$$

На рис. 2.28 использованы обозначения $Q_п$ и $Q_z$ для величины $Q$ при прямотоке ($E_2 = 1$) и при противотоке ($E_2 = -1$); представлены зависимости отношения тепловых потоков $Q_п / Q_z$ от безразмерного комплекса $W_1/W_2$ при различных значениях $kA / W_1$. Анализ зависимости $Q_п / Q_z = f(W_1 / W_2, kA / W_1)$ показывает, что схемы практически равноценны при двух условиях:

1) $(W_1 / W_2) < 0{,}05$ или $(W_1 / W_2) > 10$;
2) $kA / W_1$ или $kA / W_2 < 0{,}1$.

Первое условие означает, что изменение температуры одного теплоносителя незначительно по сравнению с изменением температуры другого. Поскольку $kA / W_2 = \delta T_2 / \overline{\Delta T}$, второе условие соответствует случаю, когда $\delta T_2 \ll \overline{\Delta T}$. В других случаях $Q_z > Q_п$ при заданных $W_1 / W_2$, $kA / W_1$, $\{T_i\}$ на входе и, как правило, предпочтительнее противоток. При этом необходимо иметь в виду, что элементы конструкции теплообменника при противотоке работают в более тяжелых температурных условиях.

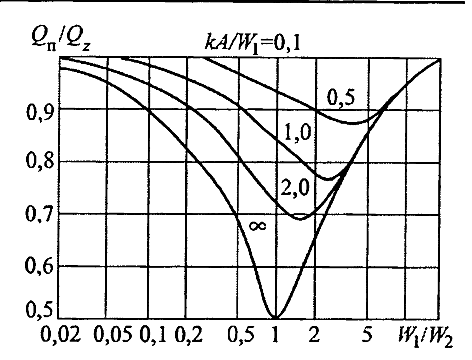



**Рис. 2.28.** Зависимости отношения тепловых потоков $Q_п / Q_z$ от безразмерного комплекса $W_1 / W_2$ при различных значениях $kA / W_1$

При расчете теплообменных аппаратов следует учитывать тепловые потери во внешнюю среду. Если имеются опытные и расчетные данные о размере этих потерь, то соответствующая коррекция расчета может быть выполнена путем эквивалентного изменения значений $W_1$ и $W_2$.

## Компактные теплообменные аппараты

Для радиоэлектронной, вычислительной и криогенной техники, авиации и космонавтики характерно использование особого типа теплообменных аппаратов – **компактных**, таких, как тепловые трубы, матричные, капельные (смесительные теплообменные аппараты (СМ ТОА) и струйно-капельные излучатели (СКИ)) и др. При их создании и расчете необходимо учитывать не только особенности, характерные для данного типа теплообменника, но и условия, в которых теплообменник работает. Так, например, особенностью расчета СМ ТОА является обязательное использование экспериментально получаемых обобщенных зависимостей, которые, однако, имеют ограниченное применение, поскольку один из главных параметров СМ ТОА – поверхность соприкосновения – не может быть точно определен. В этом отношении представляют интерес новые СМ ТОА, которые предлагается использовать в энергоустановках различного назначения. В качестве поверхности теплообмена в таких ТОА используются монодисперсные потоки капель, в которых капли должны иметь одинаковые размеры, скорости, интервал между каплями и они должны двигаться в одном направлении. Монодисперсность потока обеспечивает равномерность охлаждения потока капель и делает более простыми и предсказуемыми методы расчета капельных ТОА, но в то же время предъявляет более жесткие требования к конструкции генераторов капель таких теплообменников.

В последние годы в мире достигнуты заметные успехи в исследовании и использовании диспергированного вещества в целях его получения в виде однородных по ряду параметров (размер, скорость, заряд и т. д.) макрочастиц. Монодисперсные потоки капель находят все большее применение в различных областях науки и техники: криогенная, химическая и медицинская промышленности – процессы гранулирования; струйная печать; ТОА; системы охлаждения космических летательных аппаратов и т. п.

***Особенности теплообмена в космосе.*** Космический летательный аппарат – это сложное устройство, предназначенное для автономного функционирования в очень жестких тепловых условиях космического пространства. При выборе теплового режима работы космического аппарата необходимо учитывать конкретные условия его работы. При этом следует различать внешние и внутренние условия теплообмена, а также внешний и внутренний теплообмен. Именно рациональной организацией связей и регулированием внешнего и внутреннего теплообмена осуществляется регулирование температуры, обеспечение теплового режима космического летательного аппарата. Существующие в настоящее время системы термостабилизации, используемые на космических аппаратах различного назначения, характеризуются высокой эффективностью, надежностью и приемлемыми массоэнергетическими параметрами. Однако дальнейшее развитие космической техники требует существенного улучшения характеристик бортовых систем, в том числе и систем термостабилизации. При перераспределении или отводе теплоты внутри космического летательного аппарата необходимо использовать хорошо отработанные в земных условиях методы теплопередачи, о которых речь шла ранее. Один из труднейших вопросов при решении проблемы теплового режима космического летательного аппарата – сброс теплоты в космос. Энергетические системы Земли способны использовать текущие массы воздуха или воды для отвода и рассеяния отработанной энергии. В космосе таких текущих масс не существует и единственным механизмом для отвода теплоты является излучение. Количество энергии, которое может быть отведено излучением, – однозначная функция температуры и площади излучателя. Это означает, что если количество энергии, которое будет отведено, и температура, при которой происходит этот отвод, определены, то строго будет определена и величина площади.

Излучатели в зависимости от источника теплоты (экипаж, аппаратура или энергоустановка) могут применяться для обеспечения следующих основных задач:

а) регулирования или поддержания необходимого температурного режима в приборных отсеках или в кабинах экипажа (температурный интервал 290...450 К);

б) отвода отработанной теплоты из цикла энергетических установок (470...1070 К);

в) отвода теплоты из системы охлаждения наиболее напряженных узлов двигательных установок (1250 К и более).

В зависимости от назначения энергосистемы устанавливают температурный режим, параметры, а часто и схему излучателя. Например, излучатели для задач типа «а» будут более низкотемпературными, а для задач типа «в» – наиболее высокотемпературными. От области применения зависит также положение излучателя по отношению к направлению солнечных лучей. Так, для задач типа «а» это положение решающее, поскольку для систем теплоотвода от жизнеобеспечивающих и приборных устройств тепловые потоки в излучателе имеют порядок солнечного, поэтому учет солнечного облучения и ориентировка излучателя к Солнцу очень важны. При температурах в несколько сотен градусов влияние солнечного облучения уже невелико и ориентировка к Солнцу сказывается слабо. При температуре излучателя порядка 900 К и степени его черноты 0,9 учет солнечного облучения приводит к поправке не более 3%, а при больших температурах учет солнечного

облучения уже практически не имеет смысла и расчет излучателей можно значительно упростить.

С термодинамической точки зрения желательно, чтобы отдача теплоты происходила при возможно более низких температурах, с целью достичь максимального КПД в силовом цикле, а это предполагает большие поверхность и массу излучателя. Очевидно, что последнее вступает в противоречие с основным требованием, предъявляемым к аппаратам космических установок, – они должны обладать минимальной массой. Таким образом, выбор между эффективностью работы устройства и массой излучателя определяет одну из центральных проблем конструирования для многих космических систем.

Чем больше теплоты требуется отвести или чем ниже температура излучателя, тем больше его масса и размеры. Следовательно, эффективная конструкция должна рассеивать максимальное количество теплоты при минимальной массе. По-видимому, излучатель – это единственный компонент системы космической силовой установки, масса которого может существенно влиять на общую массу, масса же излучателя в значительной мере зависит от размеров его теплоотводящей поверхности. Поэтому минимальная величина эффективной поверхности излучателя служит разумным критерием правильного выбора параметров и типа силовой установки для космического корабля.

Кроме того, к радиационным теплообменникам предъявляются следующие требования: надежная работа в течение 10...15 лет в условиях воздействия космической радиации и потоков микрометеоритов; производительность по сбрасываемому количеству теплоты 2...25 кВт в течение всего периода работы; возможность технического обслуживания и ремонта в условиях орбитального полета; минимальная приведенная масса на единицу излучающей поверхности.

При увеличении размеров излучателя быстро растет его удельная масса, что, в первую очередь, связано с необходимостью обеспечить метеоритную защиту. Для обеспечения необходимой излучающей площади при минимальной массе необходимо большое мастерство проектировщика. Однако в любом случае полученные удельные массы остаются нежелательно высокими. При этом существенным недостатком излучателей трубчато-пластинчатого типа с поверхностью в десятки и сотни квадратных метров остается опасность их метеоритного повреждения.

Для снижения метеоритной опасности в излучателях обычно предусматриваются следующие меры: увеличение толщины стенок каналов, экранирование их дополнительными оболочками, уменьшение площади поверхности автономной секции излучателя, введение резервных секций для замены поврежденных в процессе эксплуатации летательного аппарата.

Толщина стенки канала, гарантирующая защиту от метеоритного пробоя, может быть рассчитана по формуле

$$\delta = C(T_E)(Ft/(1-p)),$$

где $C(T_E)$ – константа, зависящая от температуры излучателя $T_E$ и свойств материала, из которого он изготовлен; $F$ – площадь автономной секции; $t$ – время работы в космосе; $p$ – вероятность надежной работы излучателя (обычно $p$ = 0,990...0,999).

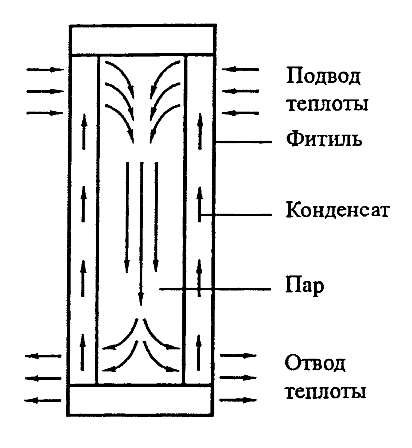



**Рис. 2.29.** Тепловая труба

Расчеты показывают, что, например, при $F = 5м^2$, $t = 8000$ ч, $p = 0{,}99$ и $T_E = 800$ К стальная стенка канала излучателя должна иметь толщину $\delta = 8$ мм, что неприемлемо на практике, так как такая толщина трубок излучателя приведет к существенному утяжелению теплообменного аппарата.

Для каждого охлаждаемого аппарата или каждой энергетической установки выбор наиболее рационального излучателя обычно делается отдельно. На этот выбор влияет ряд факторов: температура охлаждаемого объекта; величина отводимой теплоты; допустимые площадь, форма и масса излучателя; время работы; конструкторские, технологические, производственные и другие возможности. Поэтому нельзя заранее на все случаи рекомендовать какой-либо один тип излучателя.

Предъявляемым к радиационным теплообменникам требованиям отвечают, в частности, тепловые трубы – устройства, работающие по принципу испарительно-конденсационного цикла, в которых процессы теплообмена и транспортирования жидкого теплоносителя происходят в капиллярной структуре (рис. 2.29). Теплопередача в тепловой трубе происходит путем поглощения теплоты в зоне ее подвода при испарении жидкого теплоносителя из пористой структуры фитиля и высвобождения теплоты при конденсации пара в зоне отвода теплоты.

Широкое использование тепловых труб в энергетике, энергомашиностроении, металлургии, химической технологии, радиоэлектронике, авиационной и, особенно, ракетной технике обусловлено их основными свойствами: передачей больших тепловых потоков при малых перепадах температур; способностью передавать теплоту при произвольной ориентации в поле действия массовых сил; способностью при особых условиях выступать в роли устройств для контроля и регулирования температуры или переключающих элементов; существенным уменьшением массы и габаритных размеров теплопередающих систем; удобством и простотой монтажа и обслуживания; отсутствием затрат энергии на перемещение теплоносителя и отсутствием подвижных деталей; возможностью изготовления теплоотводов различной геометрической формы; бесшумностью, долговечностью и надежностью работы. Благодаря этим свойствам тепловых труб могут решаться следующие задачи: разделение источника и стока теплоты, обеспечение изотермичности поверхности, трансформация плотности теплового потока в широких пределах, регулирование температуры и т. п. Тепловые трубы во многих случаях их практического использования выгодно отличаются от традиционных теплопередающих устройств и позволяют значительно улучшить технико-экономические характеристики систем энергоснабжения и жизнеобеспечения космических аппаратов.

Используемые в современных космических аппаратах излучатели, в том числе и из тепловых труб, имеют удельные мощности порядка 1 кВт/кг, а удельная масса наилучших теплообменников на тепловых трубах составляет порядка 10 кг/м$^2$. Однако для перспективных космических энергостанций мощностью в десятки мегаватт потребуются теплоизлучатели с удельной мощностью порядка 30...40 кВт/кг,

которые будут легко доставляться на орбиту возвращающимися аппаратами и легко заменяться экипажем станции. В этих многомегаваттных системах масса излучателя линейно увеличивается с ростом мощности, в то время как с ростом той же мощности очень быстро снижается масса энергосистемы, приходящейся на один киловатт. Для этих целей ТОА даже на тепловых трубах неприемлемы, поскольку их масса может на порядок превышать массу всей энергетической системы.

Постоянный рост мощности разрабатываемых и создаваемых космических энергосистем требует разработки новых принципов отвода отработанной теплоты.

Одним из направлений решения проблемы создания высокоэффективных, компактных и легких ТОА является использование дисперсных потоков вещества в космических системах охлаждения. К ним относятся капельные теплообменники прямого контакта, которые обеспечивают большой удельный теплоотвод при сравнительно малых объемах и массах.

Возможность использования в космических энергосистемах капельных теплообменных аппаратов рассматривается в двух направлениях: первое – смесительные теплообменные аппараты (СМ ТОА), использующие все способы передачи теплоты (теплопроводность, конвекцию и излучение); второе – струйно-капельные излучатели (СКИ), теплота в которых отводится излучением в космический вакуум, куда теплоноситель выбрасывается в виде монодисперсного потока капель.

Результаты экспериментальных и теоретических исследований указывают на большие потенциальные возможности капельных теплообменных аппаратов, поскольку СМ ТОА могут дать 10...15 % снижения массы энергосистемы при ее мощности до 100 кВт и до 30 % снижения массы при мощностях энергосистем в несколько мегаватт, а масса, приходящаяся на каждый киловатт излучаемой мощности, для СКИ на 50...80 % меньше, чем в излучателях современной конструкции (на тепловых трубах).

***Смесительные теплообменные аппараты.*** Основным достоинством СМ ТОА является обеспечение непосредственного контакта теплоносителя со средой переноса теплоты и устранение проблем, связанных с наличием высоких температур, загрязнений и коррозии. При использовании высокодисперсной среды теплопереноса, например, состоящей из небольших капель, величина площади теплопереноса на единицу объема будет довольно большой, позволяя обеспечить очень компактную конструкцию.

Компактность теплообменника $S$ характеризуется поверхностью теплообмена в единице объема теплообменника, м$^2$/м$^3$:

$$S = F / V,$$

где $F$ – поверхность теплообмена; $V$ – объем теплообменника.

Четко определенной границы между компактными и некомпактными теплообменниками нет. В настоящее время компактными считаются ТОА, у которых величина $S > 600$ м$^2$/м$^3$. Однако эти показатели еще не достигли показателей биологических систем (для сравнения – компактность человеческих легких составляет 17 000 м$^2$/м$^3$).

Компактность теплообменной поверхности капельных ТОА $S = 6/d$ и может значительно превышать лучшие существующие показатели. Так, для капель диаметром даже 0,3 мм (для капельных ТОА рекомендуется 0,05...0,3 мм) $S = 20\ 000$ м$^2$/м$^3$, т. е. значительно больше биологических систем.

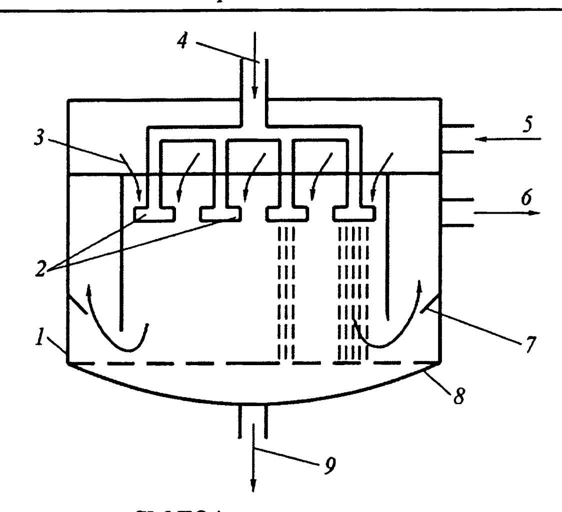



**Рис. 2.30.** Схема прямоточного СМ ТОА:
*1* – камера высокого давления; *2* – генераторы капель; *3, 5* – впуск газа; *4* – впуск жидкости; *6* – выпуск газа; *7* – пеносниматель; *8* – коллектор; *9* – выпуск жидкости

Кроме того, отсутствие внутренних теплопередающих стенок (например, стенок трубок в трубчатых теплообменниках) обеспечивает возможность уменьшения массы теплообменных аппаратов.

Наиболее перспективным из смесительных теплообменников является прямоточный капельный СМ ТОА (рис. 2.30), в котором для поддержания необходимого режима движения капель, помимо кинетической энергии газа, не требуется дополнительной массовой силы. Патрубок для впуска газа и форсунки для впрыскивания жидкости располагаются в одном конце теплообменника, а выпускные патрубки – в другом. В этой конструкции капли жидкости удаляются из газа под действием центробежных сил в одном конце их перелета при повороте потока газа под острым углом. Жидкость накапливается с использованием экрана при действии капиллярных сил.

Анализ показывает, что прямоточный СМ ТОА обеспечивает достаточно высокую эффективность теплопередачи и низкую удельную массу по сравнению с традиционными трубчато-пластинчатыми теплообменниками. Несмотря на многолетнюю предысторию развития теплообменных аппаратов смесительного типа, их расчет носит преимущественно эмпирический характер, так как построение теоретических методик сопряжено со значительными трудностями, а достоверность использования упрощенных моделей обычно вызывает сомнения.

Теоретическая модель процессов в СМ ТОА может быть описана уравнениями неразрывности, количества движения, сохранения энергии, а также рядом других соотношений, определяющих интенсивность гидродинамического и теплообменного взаимодействий на границе поверхности раздела фаз.

Если теплообменник представляет собой цилиндрическую камеру с адиабатной боковой стенкой (см. рис. 2.30), капельный поток – это монодисперсные капли, которые инжектируются аксиально, имеют одинаковые размеры, скорости и равномерно распределены по площади потока, то текущий газ имеет однородный радиальный профиль скорости.

Уравнения неразрывности для газа и капель при постоянной площади потока имеют вид

$$(1-\beta)\rho\, w = \text{const};$$

$$\beta\, \rho_{к} w_{к} = \text{const},$$

где $\rho$ и $\rho_{к}$ – плотность газа и вещества капли, кг/м$^3$; $w$ и $w_{к}$ – скорость газа и капли, м/с; $\beta$ – объемная доля капель, в рассматриваемых случаях $\beta \ll 1$.

Отношение массовых расходов капель и газа может быть выбрано произвольно, но обычно оно подбирается с таким расчетом, чтобы обеспечить максимальную теплоотдачу или получить заданный температурный профиль на выходе из ТОА. В большинстве случаев можно ожидать, что это отношение будет близко к обратному отношению удельных теплоемкостей.

Интегрирование уравнений движения дает возможность получить такие кинематические характеристики, как скорость, время пребывания в активном пространстве теплообменного аппарата, а также геометрические параметры траектории.

В рамках принятых для СМ ТОА допущений уравнения движения для капли и газа имеют вид

$$\rho_{к} w_{к} dw_{к} / dx = \rho_{к} g - (3/4\, d_{к})\rho C_D \psi_D |w_{к} - w|(w_{к} - w); \tag{2.134}$$

$$\rho w\, dw / dx = -dP/dx - (3/4\, d_{к})\beta\rho C_D \psi_D |w_{к} - w|(w_{к} - w), \tag{2.135}$$

где $g$ – ускорение свободного падения, м/с$^2$; $C_D$ – коэффициент аэродинамического сопротивления капли; $\psi_D$ – функция, учитывающая деформацию капли.

Анализ показывает, что достоверность результатов, получаемых при решении уравнений (2.134) и (2.135), определяется, в основном, тремя условиями: выбором аппроксимирующих выражений для коэффициента $C_D$ и функции $\psi_D$; оптимальным назначением величин, связанных с процедурой численного метода интегрирования; корректностью задания условий однозначности.

В существующих методах расчета СМ ТОА обычно используются «стандартные» законы сопротивления и теплообмена, что не вполне оправдано в данных условиях. Кроме того, считается, что поток газа не оказывает влияния на процесс каплеобразования, а также не учитывается влияние концентрации капель, степени стесненности потока на величину $C_D$ и вводится ряд других предположений, требующих аргументированного обоснования или экспериментального подтверждения.

В реальных двухфазных потоках условия движения частиц могут существенно отличаться от условий, в которых были получены «стандартные» законы. Влияние основных факторов на коэффициент сопротивления обычно рассматривается применительно к твердым частицам, и лишь в определенной области чисел Рейнольдса используемые соотношения и физические особенности движения остаются справедливыми для жидких капель. Основное отличие состоит в том, что на поверхности жидкой частицы, двигающейся в газовой среде (или увлекаемой этой средой), создается распределение давлений, вызывающее деформацию капли.

На основании анализа результатов экспериментальных исследований установлено, что в области с $d < 1$ мм, характерной для капельных ТОА, при пренебрежении деформацией капли ($\psi_D = 1$) результаты расчетов хорошо совпадают со «стандартным» законом, и поэтому в данном случае для $C_D$ можно использовать известные уравнения, например, для $0 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5$

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}}(1 + 0{,}065\, \text{Re}^{0{,}66})^{1{,}5}.$$

Несколько иначе дело обстоит с теплообменом капельного потока, который в уравнениях энергии регулируется числом Нуссельта.

Учитывая, что теплопроводность капельных теплоносителей (в первую очередь жидких металлов) на несколько порядков выше, чем у газов, можно допустить, что внутри капель температура однородна. С учетом сказанного и принятых допущений уравнения энергии для капельного потока и газа соответственно имеют вид

$$\rho_к w_к dT_к / dx = -(6\mathrm{Nu}\lambda / c_к d_к^2)(T_к - T) - \psi;$$

$$\rho\, w\, dT / dx = (6\mathrm{Nu}\lambda / c_p d_к^2)\beta(T_к - T) - \varphi,$$

где $T_к$ и $T$ – температура капли и газа, К; $c_к$ и $c_p$ – удельные теплоемкости капли и газа при постоянном давлении, Дж/(кг · К); $\lambda$ – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м · К); $\psi$ и $\varphi$ – параметры, учитывающие теплообмен излучением между потоком и каплями.

Эффект излучения при теплопередаче должен включать в себя эмиссию, абсорбцию и рассеяние частицами, эмиссию и абсорбцию газом и повторное излучение адиабатической стороной стенок. Многочисленные исследования в области излучений показывают, что вследствие низкой излучательной способности жидких металлов ($\varepsilon$ = 0,1...0,2), излучательная теплоотдача в направлении капель или от них при температурах ниже 1500 К гораздо меньше, чем конвективная, и ее можно не учитывать. В случае использования в низкотемпературных СМ ТОА (до 500 К) в качестве теплоносителя вакуумных масел и силиконовых жидкостей излучательным взаимодействием капель и потока газа тем более можно пренебречь, несмотря на то, что они имеют достаточно высокую излучательную способность ($\varepsilon$ = 0,8...0,9).

До сих пор подробно не изучены ни поле скорости, ни теплообмен в застойной области за сферой; поэтому не существует и общей теории расчета теплоотдачи в такой системе.

Охлаждение потока капель при движении в газовой среде – это предмет исследования многих работ, посвященных теплообмену в дисперсных системах, и в качественном отношении достаточно хорошо изучен. Однако даже для простейшего случая сильно разреженного потока, когда отсутствует взаимное влияние капель и каждая из них может рассматриваться независимо, трудно дать надежные рекомендации по расчету теплоотдачи, так как отсутствие экспериментальных данных для сфер с диаметром, близким к 1 мм, не позволяет проверить имеющиеся в литературе формулы.

Учитывая отсутствие согласующихся данных по числу Нуссельта для диспергированных потоков вещества, при расчете СМ ТОА обычно используют зависимости, относящиеся к единичной сфере, что приводит в прямоточных и противоточных системах, как показывает эксперимент, к получению завышенных значений коэффициента теплоотдачи. Поэтому для расчета коэффициента теплоотдачи в монодисперсных потоках капель предлагается использовать при числах Рейнольдса от 1 до $10^4$ зависимость, экспериментально полученную в МГТУ им. Н.Э. Баумана для таких СМ ТОА:

$$\mathrm{Nu} = 2 + 0{,}2\mathrm{Pr}^{0,33}\mathrm{Re}^{0,65}.$$

Теоретические и экспериментальные исследования СМ ТОА показали, что непосредственный контакт между газом и диспергированным в виде монодисперсных капель теплоносителем может обеспечить большую компактность, меньшую массу и более высокую эффективность теплопередачи по сравнению с обычным и ТОА трубчато-пластинчатого типа.

***Струйно-капельный излучатель.*** Наряду с СМ ТОА в некоторых конструктивных схемах, отводящих теплоту, отказываются от заключения рабочей жидкости внутри кожуха или системы труб. Вместо этого нагретая жидкость непосредственно выводится в космическое пространство, где она охлаждается вследствие процессов излучения без участия конвекции и теплопроводности. Это может привести, как и в случае СМ ТОА, к уменьшению массы единицы теплообменной поверхности излучателя более чем на порядок и к повышению компактности теплообменного аппарата.

На рис. 2.31 приведена схема такого теплообменника, получившего название жидкостного капельного радиатора (ЖКР), в нашей стране он больше известен как струйно-капельный излучатель.

Теплоноситель *2* прокачивается через теплообменник *1* и подается в генератор капель *3*, который представляет собой камеру высокого давления с большим числом отверстий микронного размера. Жидкость в виде струек вытекает из отверстий. Под воздействием вибрации эти струйки разбиваются на капли *4* определенного диаметра с равными промежутками между ними. Разбиение обеспечивает максимальную свободную поверхность капли при заданном объеме. Путем ориентации отверстий создается направленный поток капель, падающий в коллектор *5*. Отвод теплоты происходит на участке между генератором и коллектором только излучением. В коллекторе капли объединяются в единый поток, который с помощью насоса *6* возвращается в теплообменник *1*.

Повышенный интерес к СКИ обусловлен его преимуществами по сравнению с обычными теплообменниками. Показатели работы излучателя в основном характеризуются его удельной массой, т. е. массой, приходящейся на единицу площади поверхности теплообмена. Самые лучшие трубчато-пластинчатые конструкции, включая и тепловые трубы, имеют удельную массу 5...10 кг/м$^2$. Удельная масса капли (поверхность теплообмена капельных ТОА) равна $(1/6)\,\rho d$, где $d$ – диаметр капли. Даже если в качестве рабочего тела использовать жидкое олово, плотность которого составляет 6,8 г/см$^3$ и которое является наиболее перспективным рабочим телом для теплоотвода в космических тепловых двигателях, то его удельная масса составит всего лишь 0,1 кг/м$^2$ при диаметре капли 0,1 мм. Это в 50 раз меньше удельной массы трубчато-пластинчатых излучателей.

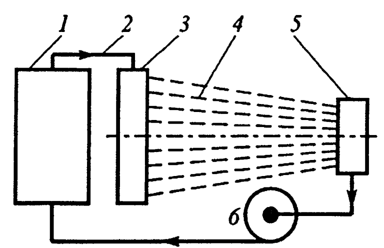


**Рис. 2.31.** Схема струйно-капельного излучателя:
*1* – теплообменник; *2* – теплоноситель; *3* – генератор капель; *4* – капли; *5* – коллектор; *6* – насос

К другим преимуществам СКИ можно отнести следующие:

излучающая поверхность СКИ нечувствительна к воздействию потоков микрометеоритов (исключая возможность пробоя);

обеспечивается достаточная простота развертывания СКИ в космосе при помощи раздвижного устройства;

в сложенном положении СКИ занимает малый объем в грузовом отсеке транспортного корабля или ракеты-носителя;

СКИ могут в течение длительного периода времени работать в заданном температурном интервале.

При разработке энергосистем, работающих в условиях Земли, обычно стремятся спроектировать силовые установки с высоким термическим КПД или низкими эксплуатационными расходами. Количество теплоты, которое может быть отведено излучением от площади определенных размеров, обычно меньше количества теплоты, которое можно было бы отвести при наличии конвекции и теплопроводности. Особенности теплообмена в космическом пространстве не позволяют использовать для обеспечения теплового режима готовые, апробированные в земных условиях технические решения. Быстрое развитие космической техники и, следовательно, качественное отличие каждой новой серии аппаратов от предыдущей не дают возможности воспользоваться ранее разработанными решениями без оценки их достаточности. Трудности же, а иногда и невозможность воспроизведения условий теплообмена космического аппарата во время полета, при испытаниях в земных условиях делают часто расчет единственным средством получения информации о распределении температур по элементам космического аппарата. Только математическое описание и тепловой расчет дают возможность наиболее полно и однозначно представить тепловые взаимодействия, выделить основные параметры, характеризующие их, проверить влияние этих параметров на температурное состояние тех или иных элементов и, в конечном счете, получить зависимости, позволяющие прогнозировать возможные температуры при любых внешних и внутренних тепловых возмущениях.

При выполнении теплового расчета СКИ можно отметить следующие основные задачи:

1) определение параметров СКИ и проведение тепловых расчетов для сравнения различных вариантов и выбора оптимального;

2) выбор теплоносителя, его расход, запас для компенсации потерь за счет испарения;

3) определение необходимой площади радиационных поверхностей (размеров капель и капельного листа, параметров генератора и коллектора капель);

4) определение скорости и времени полета капель от генератора до коллектора капель.

При разработке расчетной модели СКИ сначала выбирают его схему. Излучающей поверхностью СКИ является капельный поток, который может иметь разные геометрические параметры и оптические характеристики, поэтому рассматривают два варианта расчета СКИ.

Первый вариант – при низкой капельной плотности капли излучают тепловую энергию независимо друг от друга. Такой вариант СКИ отличается наименьшей массой при наибольших размерах. Такой СКИ может применяться при использовании в качестве теплоносителей вакуумных масел или силиконовых жидкостей, которые обладают высокой излучательной способностью (от 0,5 до 0,85). В данном случае используется модель оптически тонкого капельного слоя.

Второй вариант расчета СКИ – при более высокой капельной плотности. В этом случае возрастает оптическая толщина капельного листа, поэтому излучение капель, расположенных ближе к центральной части листа, ослабляется соседними каплями. Тем не менее суммарная излучательная способность капельного листа увеличивается благодаря многократному отражению соседними каплями, в связи с чем снижается необходимая площадь излучения листа.

В традиционных излучателях излучение представляет собой поверхностное явление, что позволяет перед проведением анализа теплового излучения определить излучательную способность и солнечную поглощательную способность поверхности теплообмена. Однако СКИ нельзя подвергнуть непосредственному анализу, используя те же самые методики. Объемная природа излучательного явления в капельном слое выдвигает дополнительные сложности при описании процесса излучения.

Теоретические исследования СКИ направлены на создание расчетных моделей и их усовершенствование. В расчетную модель вводятся практически все компоненты СКИ: модели капельного листа и генератора капель; модели возвратных труб и насоса; модель коллектора, а также модель несущей конструкции.

К допущениям, лежащим в основе модели капельного слоя, относятся: потери рабочей жидкости в основном происходят за счет испарения и неточностей наведения; излучатель сохраняет 100%-ную нагрузочную способность в течение заданного срока службы (в годах); температура капель около коллектора очень близка к температуре замерзания. К входным параметрам относятся: суммарная излучаемая энергия (или пиковая температура); характеристики теплоносителя (плотность, поверхностное натяжение, вязкость, удельная теплоемкость и собственная излучательная способность); оптическая толщина листа; отношение ширины листа к его длине; срок службы излучателя; точность наведения; радиус капли и количество параллельно работающих излучателей. Если входные данные включают в себя суммарную излучаемую энергию и количество параллельных излучателей, то необходимо отдельно вычислить пиковую (входную) температуру капель.

При поверочном расчете СКИ обычно используют базовую модель капельного слоя, которая определяется следующей системой уравнений:

$$M_f = \frac{L}{w}\frac{Q}{c_p \Delta T}, \quad \Delta T = T_0 - T_1; \tag{2.136}$$

$$2m_e t_l F = \beta_m M_f; \tag{2.137}$$

$$F = 0{,}5\,HL = 0{,}5A_r L^2; \tag{2.138}$$

$$L = wt = \frac{\rho\, d\, w\, s\, c_p \Delta T}{3\varepsilon\sigma_0 T_e^4}; \tag{2.139}$$

$$T_e = T_0[3\,/\,(f^3 + f^2 + f\,)]^{0,25}, \quad f = T_0 - T_1;$$

$$m = \frac{2}{3}\,\rho w d s_0 A_r L. \tag{2.140}$$

Уравнение (2.136) определяет находящуюся в полете массу $M_f$ через время, необходимое капле для преодоления расстояния от генератора до коллектора $L$ со скоростью $w$, и через скорость потока массы, задаваемую суммарной излучаемой энергией одиночного излучателя $Q$, разделенной на тепловые потери, приходящиеся на единицу массы находящихся в потоке капель. Уравнение (2.137) связывает скорость испарения $m_e$, срок службы излучателя $t_l$ и площадь поверхности радиатора $F$ с частью находящейся в полете массы $\beta_m$, которая испаряется в течение срока службы излучателя. Коэффициент 2 констатирует потери массы испарением с обеих сторон капельного листа. Уравнение (2.138) определяет площадь излучателя через его длину и отношение ширины к длине слоя. Уравнение (2.139) констатирует, что энергия, излученная за время полета капельного потока от генератора до коллектора (за это время температура капель изменяется от $T_0$ до $T_1$), равна суммарным тепловым потерям от капель. Температура $T_e$ представляет собой эффективную температуру излучения во время полета капель. Уравнение (2.140) связывает поток массы со скоростью капель и оптической толщиной капельных потоков ($s_0$) у капельного генератора. Параметры $s$ и $\varepsilon$ представляют собой усредненные величины оптической толщины и излучательной способности капельного слоя–листа.

При создании расчетной модели генератора капель учитываются практические соображения, связанные с тем, как близко друг к другу могут располагаться сопла, каковы их общее число, размеры капель, температура и свойства теплоносителя.

Основное требование, предъявляемое к коллектору, – точность наведения, не допускающая потерь капель из-за разбрызгивания.

Анализ показывает, что для таких параметров космических объектов, как суммарная энергия излучения, температура излучателя и срок его службы, существуют оптимальные величины оптической толщины, размера капель и отношения мощности излучения к массе.

Для того чтобы сбросить в окружающее пространство заданный тепловой поток, требуется определенный массовый расход теплоносителя. При выборе теплоносителя для СКИ также возникает много проблем, которые требуют своего решения, но главной является проблема обеспечения минимальных потерь капельной жидкости за счет испарения.

***Теплоносители для капельных ТОА.*** Размеры капельных ТОА зависят от диаметра капель, их скорости и теплофизических свойств теплоносителя.

Теплоносители капельных ТОА должны иметь точку плавления в области, определенной рабочими температурами. Для расширения рабочего диапазона теплообменного аппарата желательно, чтобы температура плавления теплоносителя была максимально низкой, а температура кипения – максимально высокой.

Поскольку часть теплоносителя во время работы СКИ все же испаряется, то выбор теплоносителя для данного интервала температур во многом определяется требованием обеспечения минимальных потерь капельной жидкости за счет испарения. Это требование диктует использование жидкости с низким давлением насыщенных паров. Следовательно, теплоноситель должен иметь низкое давление паров насыщения и оставаться жидким во всем требуемом диапазоне температур. При этом небольшой перегрев теплоносителя не должен приводить к его катастрофическим потерям из-за испарения, и в то же время капли не должны замерзать

при всех условиях эксплуатации в космосе. Для того чтобы потери массы от испарения при длительной эксплуатации СКИ были минимальны, необходимо, чтобы давление насыщенных паров не превышало $10^{-5}$ Па.

Таким образом, доминирующим фактором в разработке СКИ является потеря массы за счет испарения. Естественно, что для сравнения с другими излучательными системами, массу, необходимую для пополнения потерь на испарение, следует включать в общую массу излучателя.

Анализ показывает, что в пределах от 250 до 1000 К имеются жидкости с достаточно низкими давлениями насыщенных паров, в связи с чем потери на испарение оказываются пренебрежимо малыми даже при расчетном времени эксплуатации 30 лет. Таким образом, СКИ являются пригодными для самых разнообразных случаев, начиная от теплоотвода в высокотемпературных тепловых двигателях, где температуры сброса могут достигать 500...1000 К, и кончая охлаждением фотогальванических элементов и теплоотвода из холодильников, где температуры сброса будут изменяться в диапазоне 250...350 К.

Лучшими теплоносителями для СКИ являются:

при температурах излучения 250...350 К – силиконовые жидкости и вакуумные масла;

для среднего интервала температур 350...500 К – эвтектики (олово, свинец, висмут);

при высоких температурах излучения – олово.

В диапазоне температур 460...525 К наиболее приемлемым является литий, однако при температурах, больших 525 К, у лития резко увеличиваются потери на испарение.

Аналогичные теплоносители рекомендуется использовать и в СМ ТОА, хотя проблема потерь теплоносителя за счет испарения в них стоит не так остро.

Таким образом, использование монодисперсных потоков капель в теплоэнергетике и в первую очередь космической сулит большие выгоды.

## Матричные теплообменники

Известно, что пластинчато-ребристые, пластинчатые и трубчатые витые теплообменники с внешним оребрением являются высокоэффективными компактными аппаратами. Такими же свойствами обладают и матричные теплообменные аппараты – аппараты нового типа как в конструктивном, так и в технологическом отношении. Поверхностью теплообмена в таких аппаратах служит матрица – многослойный пакет, набранный из металлических сеток или перфорированных пластин (ПП), между которыми в чередующемся порядке уложены прокладки (рис. 2.32). Слои сеток или перфорированных пластин являются теплопередающими элементами матричной поверхности. Прокладки определяют число и форму каналов для движения теплоносителей, а их перемычки формируют стенки между каналами и обеспечивают герметичность матрицы. Прокладки могут быть металлическими и неметаллическими в зависимости от технологии изготовления и назначения аппарата.

Компактность поверхностей теплообмена у этих аппаратов достигает больших значений: для сетчатых аппаратов $S$ = 10 000...12 000 м²/м³; для аппаратов из ПП $S$ = 5000...6000 м²/м³. Преимущество матричных теплообменников перед

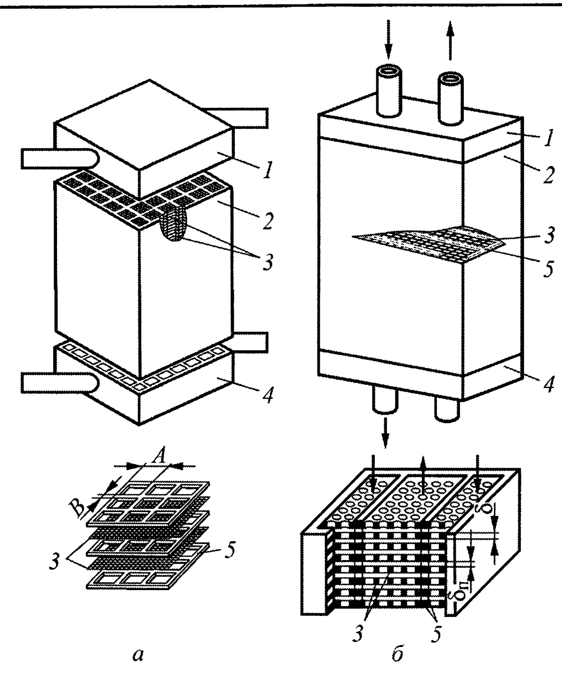



**Рис. 2.32.** Конструктивные схемы матричных теплообменников: сетчатого с шахматным расположением каналов (*а*), из перфорированных пластин с параллельным расположением каналов (*б*):
*1*, *4* – коллекторы; *2* – матрица; *3* – элемент поверхности теплообмена; *5* – прокладка

пластинчато-ребристыми – это работоспособность при высоком давлении (20 МПа и выше). Однако широкое применение этих аппаратов ограничено относительно сложной, но в то же время прогрессивной и перспективной технологией их изготовления.

В сетчатых теплообменниках применяют плетеные или листовые сетки из меди, латуни или других металлов с высокой теплопроводностью, в качестве прокладок используют неметаллические материалы с малой теплопроводностью: бумагу, стеклоткань, полимерные материалы и др. Герметизацию таких конструкций осуществляют с помощью специальных клеев, наносимых на прокладки. В таких конструкциях теплопроводность матрицы в поперечном направлении (вдоль слоя элемента) велика, в продольном (от коллектора к коллектору) – мала. Эта особенность конструкции матричных аппаратов обусловливает их высокую эффективность.

Для изготовления матричных аппаратов из ПП или листовой сетки применяют вакуумно-диффузионную сварку. В таких сварных аппаратах прокладки выполняют из металла, теплопроводность которого значительно ниже, чем у ПП. Сварные теплообменники работоспособны при высоком давлении (до 40 МПа) и в широком диапазоне температур (от 5 до 673 К) при использовании различных теплоносителей – воды, масла, керосина, воздуха, гелия и других жидкостей и газов. Имеется положительный опыт изготовления таких аппаратов из медных ПП и прокладок из коррозионно-стойкой стали типа 12Х18Н10Т с теплопроводностью в 25–100 раз ниже, чем у меди. Теплопроводность таких матриц в продольном направлении

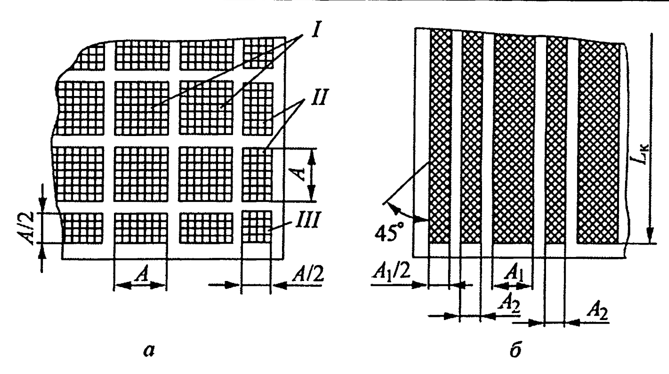



**Рис. 2.33.** Схемы расположения проволочек плетеной сетки по отношению к сторонам каналов при шахматном (*а*) и параллельном (*б*) размещении каналов

выше, чем у клееных, однако отклонение размеров каналов от номинальных в таких конструкциях минимально. Для изготовления матричных теплообменников из алюминиевых элементов (ПП и прокладок) разработана технология диффузионного соединения при атмосферном давлении с использованием многокомпонентной оксидной системы в виде тонких соединительных слоев.

Рассмотрим некоторые принципиальные особенности, связанные с конструированием матричных теплообменников, параметры матриц которых приведены в табл. 2.2.

Сетчатые теплообменники можно изготовлять из латунной плетеной сетки, что обусловливает определенную схему расположения каналов в поперечном сечении матриц теплообменника. Наиболее рациональным является шахматное расположение каналов квадратной формы со сторонами, параллельными проволочкам сетки (рис. 2.33, *а*).

В конструкции с параллельными каналами (рис. 2.33, *б*) сечения каналов для разных потоков могут быть различными в зависимости от ширины $A$ каналов при одинаковой их длине $L_к$. В этом случае плетеную сетку располагают в диагональном направлении, при котором проволочки составляют угол 45° с направлением каналов.

Теплообменники с матрицами из ПП могут иметь каналы самой разнообразной формы и расположения по сечению аппарата; отверстия перфорации могут быть квадратными, круглыми, овальными, щелевыми и др. (рис. 2.34). Исходными заготовками служат листы из меди, алюминия, алюминиевых и медных сплавов разной толщины. Шаг расположения отверстий и их диаметры могут меняться в широком диапазоне.

В отличие от сеток, ПП имеют участки в стенках между каналами со значительно меньшим термосопротивлением, обусловленным отсутствием перфорации на этих участках. Наибольшее распространение получили ПП с круглыми отверстиями, применимые практически при любом расположении каналов. При шахматном расположении шаг перфорации должен быть одинаковым во взаимноперпендикулярных направлениях $x$ и $y$ (рис. 2.34, *а*) — это обеспечивает одинаковую термопроводность ПП в обоих направлениях.

Матричные поверхности теплообмена имеют регулярную структуру, их геометрические характеристики можно точно рассчитать по известным исходным параметрам.

*Таблица 2.2*

| Основа матрицы | Схема | Характерные значения параметров |
|---|---|---|
| Сетка плетеная | | $d_п = 0{,}03...0{,}22$ мм;<br>$d_я = 0{,}04...0{,}5$ мм;<br>$h = (2...2{,}2)\, d_п$;<br>$H \geq hN$;<br>$p = 0{,}6...0{,}8$;<br>$d_э = 0{,}05...0{,}7$ мм;<br>$S = 44000...4000$ м$^2$/м$^3$ |
| Сетка листовая | | $\delta = 0{,}1...0{,}3$ мм;<br>$T = 0{,}7...8$ мм;<br>$t = 0{,}4...3$ мм;<br>$H \gtrless hN$;<br>$p = 0{,}75...0{,}9$;<br>$d_э = 0{,}2...2$ мм;<br>$S = 12000...1000$ м$^2$/м$^3$ |
| Перфорированная пластина с круглыми отверстиями | | $\delta = 0{,}15...0{,}5$ мм;<br>$d_0 = 0{,}6...2$ мм;<br>$t_1 = t_2 = 1...3$ мм;<br>$\delta_п \approx 0{,}3 d_0$;<br>$H = \delta_п + \delta_п(N-1)$;<br>$p_1 = 0{,}3...0{,}5$;<br>$S^1 = 6000...1000$ м$^2$/м$^3$ |
| Перфорированная пластина с щелевыми отверстиями | | $\delta = 0{,}15...0{,}3$ мм;<br>$a = 0{,}5...2$ мм;<br>$b = 0{,}5...2$ мм;<br>$A = 5...20$ мм;<br>$\delta_п \approx 0{,}5a$;<br>$p_1 = 0{,}4...0{,}6$;<br>$S^1 = 5000...1000$ м$^2$/м$^3$ |

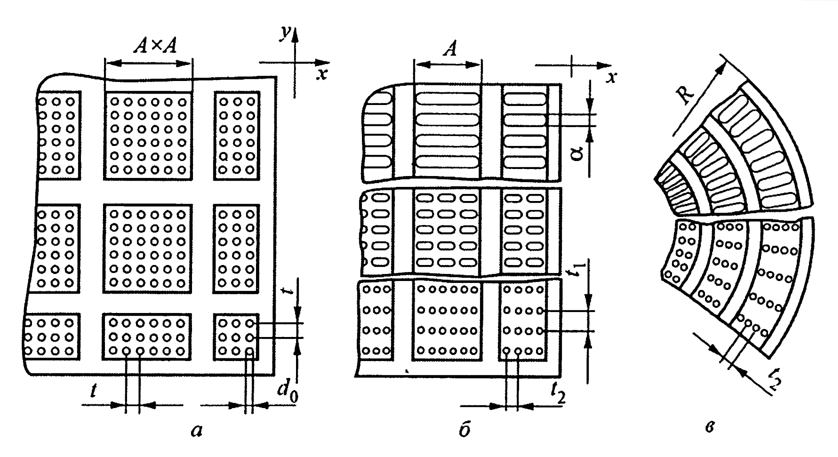



**Рис. 2.34.** Формы отверстий перфорации и схемы их рационального размещения в пластине при шахматном (*а*), параллельном (*б*) и концентрическом (*в*) расположении каналов

Данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению в сетчатых матрицах приведены в виде обобщающих зависимостей, в которых в качестве определяющего геометрического размера матрицы принят эквивалентный диаметр $d_э$, в качестве определяющей скорости – массовая скорость $w_м$, отнесенная к площади свободного сечения матрицы.

Для расчета теплообмена матрицы, изготовленной из плотноупакованных ($\delta_п = 0$) мелких сеток с относительным шагом плетения $t / d_п \le 3$, рекомендованы следующие зависимости, справедливые при $10 < \mathrm{Re} < 500$:

– для $H / d_э < 200$

$$\mathrm{Nu} = 1{,}21\,\mathrm{Re}^{0,47}\,\mathrm{Pr}^{0,33}\,(H / d_э)^{-0,8/\mathrm{Re}^{0,25}}. \tag{2.141}$$

– для $H / d_э \ge 200$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}05\,\mathrm{Re}^{0,85}\,\mathrm{Pr}^{0,33}. \tag{2.142}$$

Для более крупных сеток с большим относительным шагом плетения ($t / d_п > 3$) при $10 < \mathrm{Re} < 1000$ справедлива формула

$$\mathrm{Nu} = 0{,}32\,\mathrm{Re}^{0,5}\,\mathrm{Pr}^{0,33}\,(t / d_п). \tag{2.143}$$

Интенсивность теплообмена в плотноупакованной матрице зависит от ее высоты [см. формулу (2.141)]. При $H / d_з < 200$ в матрице происходит стабилизация процесса теплообмена. Чем меньше значение $H / d_э$, тем выше интенсивность теплообмена.

В разреженных матрицах ($t / d_п > 3$) течение и взаимодействие потока с проволочками сетки аналогично внешнему обтеканию цилиндра. При этом стабилизации теплообмена по высоте матрицы не происходит. Внешнее обтекание проволочек сопровождается возникновением кормовой вихревой области течения, в результате чего теплообмен интенсифицируется.

Для расчета коэффициентов сопротивления в плотноупакованных матрицах из плетеных сеток со стабилизированным течением ($H / d_э > 30$) рекомендованы следующие зависимости:

$$\xi = 230/\mathrm{Re} \quad \text{при} \quad 4 < \mathrm{Re} < 14;$$
$$\xi = 100/\mathrm{Re}^{0,7} \quad \text{при} \quad 15 < \mathrm{Re} < 50; \qquad (2.144)$$
$$\xi = 45/\mathrm{Re}^{0,5} \quad \text{при} \quad 50 < \mathrm{Re} < 800.$$

Для неплотноупакованных матриц из мелких сеток, имеющих между ними зазор $\delta_п$, коэффициенты сопротивления можно рассчитать по формулам

$$\xi = (59/\mathrm{Re}^{0,74})(p/p_и)^{1,35} \quad \text{при} \quad 10 < \mathrm{Re} < 40; \qquad (2.145)$$
$$\xi = (19/\mathrm{Re}^{0,44})(p/p_и)^{1,35} \quad \text{при} \quad 40 < \mathrm{Re} < 300,$$

где $p$ – действительная пористость матрицы с учетом зазоров между сетками; $p_и$ – пористость так называемой идеальной матрицы, не имеющей зазора между сетками ($\delta_п = 0$).

Для матрицы с зазорами $p > p_и$, причем в формулах (2.145) $p = 0{,}66...0{,}855$.

Максимальная погрешность обобщения зависимостей (2.141) – (2.143) не превышает ±20 %, а формул (2.144) и (2.145) – ±15 %.

На рис. 2.35 показаны тепловые и гидравлические характеристики для матриц из листовой сетки с параметрами, приведенными в табл. 2.3. Кривые *1* и *2* получены для матриц из одинаковой мелкой сетки с различной глубиной внедрения смежных сеток (для матрицы *1* $\delta_в \approx 0{,}088$ мм, для матрицы *2* $\delta_в \approx 0{,}025$ мм); кривая *3*

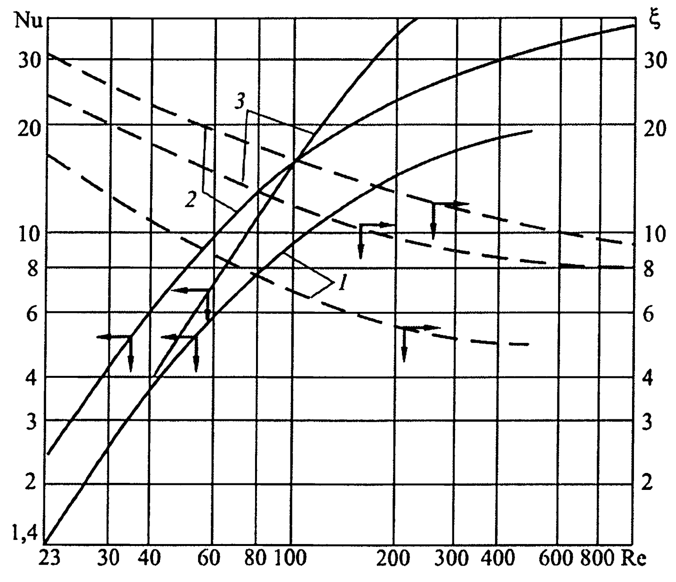



**Рис. 2.35.** Тепловые и гидравлические характеристики матриц из листовой сетки (обозначения см. табл. 2.3)

соответствует матрице из более крупной сетки со средним зазором между сетками ($\delta_п \approx 0{,}023$ мм).

*Таблица 2.3*

| Матрица № | $N$, шт | $H$, мм | $h'$, мм | $p_1$ | $S$, м²/м³ | $d_э$, мм | $h$, мм | $\delta$, мм | $t$, мм | $T$, мм |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 100 | 12,7 | 0,127 | 0,858 | 7979 | 0,501 | 0,215 | 0,1 | 0,36 | 0,76 |
| 2 | 100 | 18,9 | 0,189 | 0,903 | 5200 | 0,77 | 0,215 | 0,1 | 0,36 | 0,76 |
| 3 | 200 | 66,6 | 0,333 | 0,922 | 2112 | 1,89 | 0,31 | 0,15 | 0,78 | 1,5 |

*Примечание.* $h'$ — шаг сеток по высоте матрицы; $t$ — шаг вытяжки; $T$ — шаг поперечной подачи; остальные обозначения приведены в табл. 2.2.

Наиболее полно исследованы теплообмен и гидродинамическое сопротивление в матрицах из ПП с круглыми (ПК) и щелевыми (ПЩ) отверстиями (табл. 2.4). На интенсивность процессов, протекающих в матрицах из ПП, существенно влияют геометрические характеристики пластин и матриц, в частности, взаимное расположение смежных ПП (со смещением и без смещения), зазор между ПП, пористость ПП и другие факторы.

*Таблица 2.4*

| Типоразмер ПП | $d_0$ или $a$, мм | $t$, мм | $\delta$, мм | $p_1$ | $S_1$, м²/м³ | $d_э$, мм | $\delta_п$, мм | $S$, м²/м³ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1ПК | 0,6 | 1,0 | 0,155 | 0,351 | 10800 | 0,6 | 0,11...0,88 | 6320...1620 |
| 2ПК | 0,9 | 1,5 | 0,29 | 0,283 | 6204 | 0,9 | 0,15...0,90 | 4090...1513 |
| 3ПК | 1,35 | 2,25 | 0,29 | 0,27 | 5785 | 1,35 | 0,15...0,90 | 3813...1410 |
| 1ПЩ | 0,5 | 1,0 | 0,174 | 0,477 | 7947 | 0,484 | 0,11...0,77 | 4860...1460 |
| 2ПЩ | 1,0 | 2,0 | 0,28 | 0,5 | 4638 | 0,882 | 0,11...0,88 | 3330...1120 |
| 3ПЩ | 2,0 | 4,0 | 0,28 | 0,5 | 4138 | 1,58 | 0,15...0,90 | 2694...982 |

В матрице со смещенными ПП (рис. 2.36, *а*) поток проходит через отверстия верхней пластины, натекает на следующую, растекаясь по ней, а затем входит в отверстия. Вероятность образования застойных зон минимальна, но вследствие многократного изменения направления потока велико гидравлическое сопротивление. В матрице без смещения ПП (рис. 2.36, *б*) поток – сквозной, в зазорах между пластинами возникают зоны циркуляции. Интенсивность теплообмена и гидравлическое сопротивление такой матрицы меньше. В комбинированной матрице из двух разных ПП одни отверстия смежных ПП совпадают, другие – нет (рис. 2.36, *в*). Интенсивность теплообмена в таких матрицах выше, чем в матрицах, выполненных без смещения, и численно близка к теплообмену в матрицах со смещением.

Для матриц из ПП в качестве определяющего геометрического параметра принят диаметр отверстий $d_0$ (для матриц из ПЩ $d_0 \approx a$); в качестве определяющей скорости – массовая скорость в отверстиях перфорации $w_{м.о} = G/F_{фр}p_1$.

Тепловые характеристики в матрицах из ПП с круглыми отверстиями, собранных со смещением, можно определить по формуле, справедливой при $70 < \mathrm{Re} < 2100$:

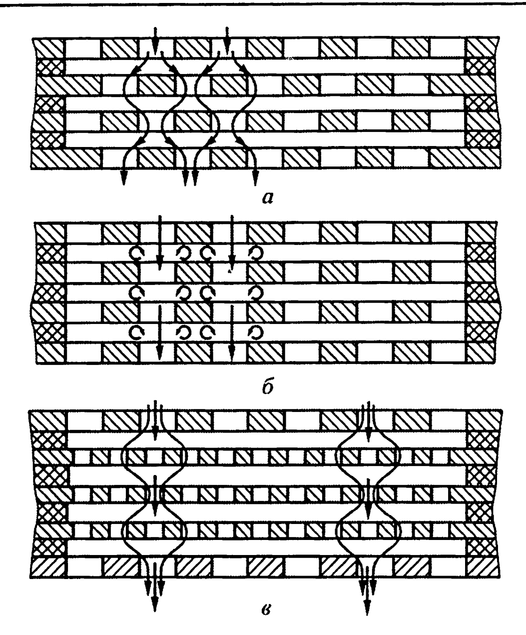



**Рис. 2.36.** Варианты взаимного расположения смежных ПП в матрице:
*а* – со смещением; *б* – без смещения; *в* – комбинированная матрица

$$\mathrm{Nu}_0 = 0{,}2\mathrm{Re}_0^{0,64}\,\mathrm{Pr}^{0,33}. \qquad (2.146)$$

Для матриц с щелевыми отверстиями при 30 < Re <1600 справедлива формула

$$\mathrm{Nu}_0 = 0{,}22\mathrm{Re}_0^{0,69}\,\mathrm{Pr}^{0,33}. \qquad (2.147)$$

В матрицах со смещенными ПП зазор не влияет на интенсивность теплообмена.

Для матриц из ПП большей толщины ($\delta$ = 0,5 мм) с круглыми отверстиями ($d_0$ = 0,625...1,65 мм), имеющих больший диапазон значений $p_1$ = 0,3...0,6 и собранных с произвольным относительным расположением отверстий соседних пластин, при зазорах между ПП $\delta_п$ = 0,4...1,6 мм установлено влияние пористости $p_1$ на интенсивность теплообмена. Зависимость для определения коэффициентов теплоотдачи в таких матрицах имеет вид

$$\mathrm{St} = A\mathrm{Re}^{n}\,\mathrm{Pr}^{-0,67}, \qquad (2.148)$$

где $A = 3{,}6 \cdot 10^{-4}\,[(1 - p_1)\,p_1^{-0,2}]^{-0,27}$; $n = -4{,}36 \cdot 10^{-2} p_1^{-2,34}$.

Отметим, что вариант матрицы с произвольным расположением отверстий соседних ПП наиболее близок по своим характеристикам к варианту матриц со смещением.

Коэффициенты гидравлического сопротивления для матриц из ПП с круглыми отверстиями, собранных со смещением, при $0{,}11 < \delta_п / d_0 < 1{,}1$ и $p_1 < 0{,}35$ могут быть рассчитаны по формуле

$$\xi_0 = \xi_1[1 + 0{,}08\,(\delta_п / d_0)^{-0,8}]. \qquad (2.149)$$

Для матриц из ПП с щелевыми отверстиями при $0,075 < \delta_п / a < 1,1$ и $p_1 < 0,5$

$$\xi_0 = \xi_1 [1 + 0,18 (\delta_п/a)^{-1,58}]. \quad (2.150)$$

Здесь $\xi_1 = (0,707 \sqrt{1 - p_1} + 1 - p_1)^2$ – коэффициент сопротивления одиночной ПП (при $\delta_п / d_0 > 1,1$ или $\delta_п / a > 1,1$ можно принимать $\xi_0 = \xi_1$).

В формулах (2.149) и (2.150) отсутствует число $\mathrm{Re}_0$, так как эти формулы справедливы для области автомодельного режима, при котором $\xi_0$ не зависит от $\mathrm{Re}_0$. Для матриц из ПП автомодельный режим наступает при $\mathrm{Re}_0 > 100...150$.

При $20 < \mathrm{Re} < 150$ значения $\xi_1$ следует определять, учитывая коэффициент $\psi$:

$$\xi_1 = \psi(0,707\sqrt{1 - p_1} + 1 - p_1)^2, \text{ где } \psi = 16,34\ \mathrm{Re}^{-0,55}.$$

Анализ влияния геометрических параметров матриц, собранных со смещением, в частности, относительного зазора между ПП, на теплообмен и гидравлическое сопротивление в них позволяет рекомендовать следующие их значения: для матриц из ПП с круглыми отверстиями $\delta_п / d_0 \approx 0,3$, с щелевыми $\delta_п / a \approx 0,5$.

Для матриц из ПП с круглыми отверстиями, собранных без смещения, тепловые характеристики можно рассчитать по формуле

$$\mathrm{Nu}_0 = 0,065\ \mathrm{Re}_0^{0,74}\ \mathrm{Pr}^{0,33} (\delta_п / d_0)^{0,21}, \quad (2.151)$$

справедливой при $0,11 < \delta_п / d_0 < 1,0$ и $\mathrm{Re}_0 = 200...1000$.

Для матриц из ПП с щелевыми отверстиями при $0,075 < \delta_п / a < 0,88$ и $\mathrm{Re}_0 = 100...1400$ справедлива формула

$$\mathrm{Nu}_0 = 0,045\ \mathrm{Re}_0^{0,87}\ \mathrm{Pr}^{0,33} (\delta_п / a)^{0,5}. \quad (2.152)$$

При расчете коэффициента $\xi_0$ для матриц, собранных без смещения, применимы следующие обобщающие зависимости с ограничениями, принятыми в зависимостях (2.151) и (2.152):

– для ПП с круглыми отверстиями

$$\xi_0 = 0,78\ (\delta_п / d_0)^{0,5}, \quad (2.153)$$

– для ПП с щелевыми отверстиями

$$\xi_0 = 0,44\ (\delta_п / a)^{0,72}. \quad (2.154)$$

Максимальная погрешность обобщения зависимостей (2.146)–(2.154) составляет ±10...20 %.

Геометрические параметры для комбинированных матриц определяются как средние арифметические для двух смежных ПП:

$$d_{0.ср} = (d_{01} + d_{02})/2; \quad a_{ср} = (a_1 + a_2)/2.$$

Аналогично определяют среднюю массовую скорость $w_{м.0} = (w_{м\,0\,1} + w_{м\,0\,2})/2$.

Оценка эффективности матричных поверхностей по относительному объемному показателю $V / V_б$ (см. далее) показывает, что более высокую эффективность имеют матрицы с большей компактностью, т. е. матрицы из пластин типоразмеров 1ПК и 1ПЩ при $\delta_п = 0,11...0,33$ мм (см. табл. 2.4). Кроме того, показатель $V / V_б$ для

матричных поверхностей равен или ниже значений этого показателя для пластинчато-ребристых и витых трубчатых оребренных проволокой поверхностей. Это означает, что по эффективности матричные поверхности не уступают сравниваемым поверхностям.

Коэффициенты теплопередачи в матричных теплообменниках рассчитывают с учетом термосопротивления стенок толщиной $B$ между каналами по формуле

$$k_1 = [(1/\alpha_1\eta_1) + (BF_1 / \lambda_{ст}F_{ст}) + (F_1 / \alpha_2\eta_2F_2)]^{-1}. \qquad (2.155)$$

Отношения площадей поверхностей, входящие в формулу (2.155), можно определить следующим образом. В частности, при шахматном расположении каналов матриц из плетеной сетки (см. рис. 2.33, *а*) $F_1 / F_{ст} = 2\,A/d_п$, для матриц из ПП $F_1 / F_{ст} = A\,S_1/4$. Соответственно, для сетки $F_1 / F_2 = 1$, для матриц из ПП при разной компактности поверхностей в разноименных каналах $F_1 / F_2 = S_1 / S_2$.

При параллельном расположении каналов для матриц из ПП (см. рис. 2.33, *б*) $F_1 / F_{ст} = A_1S_1/2$ и $F_1 / F_2 = A_1S_1/(A_2S_2)$. Для матриц из плетеной сетки $F_1 / F_{ст} = 2{,}82A/d_п$ и $F_1 / F_2 = A_1 / A_2$.

Для расчета КПД ребра матричных аппаратов можно применять следующую формулу:

$$\eta_{1,2} = \frac{1}{1 + \dfrac{m_{1,2}^2(0{,}5A)_{1,2}^2}{3}}. \qquad (2.156)$$

Для обеспечения высокой эффективности матричных теплообменников размеры их ребер (ширину $A$ каналов) выбирают так, чтобы обеспечить условие $\eta_{1,2} \geq 0{,}75$.

Для матриц из плетеной сетки при определении параметра ребра $m$ следует учитывать, что периметр ребра $П = \pi d_п$, $f = 0{,}25\pi d_п^2$; для матриц из листовой сетки $П = 2\,(\tau + \delta)$; $f = \tau\delta$; для матриц из ПП с щелевыми отверстиями $П = 2\,(b + \delta)$, $f = b\delta$; для матриц из ПП с круглыми отверстиями $m = \sqrt{2\alpha Ф/\lambda_м \delta Б}$, где Ф и Б – коэффициенты, учитывающие изменение площади поверхности теплообмена и термопроводности ПП; $\lambda_м$ – теплопроводность материала ПП.

При равных шагах расположения круглых отверстий перфорации по взаимно-перпендикулярным направлениям ($t_1 = t_2 = t$)

$$Ф = 1 - (d_0/2 - \delta)\,\pi d_0/(2t^2);$$

$$Б = [(2t/\sqrt{t^2 - d_0^2})\operatorname{arctg}\sqrt{\frac{t + d_0}{t - d_0}} + \frac{t - d_0}{t} - \pi/2]^{-1}.$$

Если $t_1 \neq t_2$, то

$$Ф = 1 - (d_0/2 - \delta)\,\pi d_0/(2t_1t_2);$$

$$Б = [(2t_1/\sqrt{t_1^2 - d_0^2})\operatorname{arctg}\sqrt{\frac{t_1 + d_0}{t_1 - d_0}} + \frac{t_2 - d_0}{t_1} - \pi/2]^{-1}.$$

Последняя формула применима лишь, когда направление теплового потока по пластине совпадает с направлением оси $x$ (рис. 2.34, *б*).

В целом тепловой и гидродинамический расчеты матричных теплообменников принципиально не отличаются от расчетов пластинчато-ребристых аппаратов. При расчете гидродинамического сопротивления $\Delta p$ также следует определять все составляющие потерь давления, однако в матричных аппаратах основную долю потерь составляет собственное гидравлическое сопротивление матриц.

Матричные теплообменники, как и пластинчато-ребристые, могут быть изготовлены многопоточными. Расчет многопоточных матричных аппаратов следует выполнять аналогично расчету многопоточных пластинчато-ребристых аппаратов, т. е. по участкам. При этом необходимо учитывать термосопротивление стенок и особенности определения КПД ребра в матричных теплообменниках.

## Вторичные эффекты в теплообменных аппаратах

Под вторичными эффектами, влияющими на эффективность теплообмена, понимают факторы, которые возникают в результате конструктивных особенностей реальных теплообменных аппаратов, условий их эксплуатации, а также технологии их изготовления. К вторичным эффектам относят количество теплоты, передаваемое по стенкам теплообменника, теплообмен с окружающей средой и неравномерность расходов по каналам. Наличие указанной теплоты в теплообменнике приводит к изменению температурного поля, в результате чего изменяется средний и локальные значения температурных напоров между теплоносителями. При этом эффективность теплообменного аппарата уменьшается.

Наличие теплообмена с окружающей средой также искажает температурное поле и тем самым отрицательно влияет на теплообмен в низкотемпературном аппарате. Неравномерность расходов теплоносителей по каналам или по сечению каждого канала также приводит к изменению расчетных температурных полей, а следовательно, к ухудшению теплообмена в аппарате. Следует отметить, что действие вторичных факторов проявляется тем сильнее, чем выше эффективность $\varepsilon_т$ аппарата. Наиболее существенное отрицательное влияние этих факторов проявляется при $\varepsilon_т > 0{,}95$ аппарата. С такой высокой эффективностью функционируют теплообменные аппараты, например, в криогенных установках.

Если предположить, что влияние вторичных факторов, например на теплообмен, взаимонезависимо, то эффективность реального аппарата

$$\varepsilon = \varepsilon_т - \Delta\varepsilon_\lambda - \Delta\varepsilon_{о.с} - \Delta\varepsilon_р,$$

где $\Delta\varepsilon_\lambda$, $\Delta\varepsilon_{о\,с}$, $\Delta\varepsilon_р$ – доля снижения эффективности теплообменника вследствие влияния продольного градиента теплоты, теплообмена с окружающей средой и неравномерности расходов соответственно.

***Продольное количество теплоты*** $Q_\lambda$ прямо пропорционально эквивалентной теплопроводности стенок каналов $\lambda_э$ в продольном направлении, площади поперечного сечения $f_с$ этих стенок, разности температур теплого и холодного концов теплообменника и обратно пропорционально длине (высоте) каналов $H$. Для пластинчато-ребристых аппаратов с короткими прерывистыми ребрами основная доля продольного теплового потока приходится на пластины, разделяющие каналы. Если ребра длинные, часть продольного теплового потока приходится и на них. В матричных аппаратах практически весь продольный поток приходится на стенки каналов, которые представляют собой сложную конструкцию, состоящую из слоев

сеток или ПП, прокладок и клея. Эквивалентную теплопроводность $\lambda_э$ такой слоистой стенки, например для матриц из ПП, можно определить по формуле

$$\lambda_э = \frac{\sum_{i=1}^{n} \delta_i}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}},$$

где $\delta_i$ – толщина слоя; $\lambda_i$ – теплопроводность материала слоя.

Толщина стенок между каналами в матричных теплообменниках значительна ($B$ = 3...5 мм), однако тепловой поток по ним невелик из-за малых значений $\lambda_э$. Для клееных матриц $\lambda_э$ = 0,2...0,8 Вт/(м · К). Для разделительных пластин в пластинчато-ребристых аппаратах значения $\lambda_э$ равны теплопроводности материала этих пластин, но толщина их невелика ($\delta_п$ = 0,2...0,5 мм). В трубчатых витых аппаратах трубки, выполненные из меди, имеют высокую теплопроводность, однако длина трубок обычно большая и поэтому тепловой поток по ним невелик. Этот фактор важен в аппаратах с прямыми короткими трубками и в витых аппаратах с проволочным оребрением.

В результате действия продольного теплового потока температурный напор между потоками в середине аппарата может уменьшиться, а по концам — увеличиться. В результате холодный поток выходит из аппарата более недогретым, а теплый – недоохлажденным по сравнению с аппаратом, у которого отсутствует теплопроводность в продольном направлении (рис. 2.37). В этом случае, чтобы получить на выходе из аппарата заданные температуры потоков, а следовательно, и проектную эффективность $\varepsilon_т$ теплообменника, необходимо увеличить площадь поверхности теплообмена.

Аналитическое решение задачи о влиянии продольной теплоты на эффективность противоточного теплообменного аппарата позволило получить следующую зависимость, которую можно применять для оценочных расчетов эффективности теплообменного аппарата с учетом влияния продольной теплопроводности стенок каналов для случаев, когда $\lambda^* \le 0{,}05$:

$$1 - \varepsilon_\lambda = (1 + \lambda^* ЧЕП)[1 + ЧЕП(1 + \lambda^*)]^{-1}, \quad (2.157)$$

где $\varepsilon_\lambda$ – эффективность аппарата с продольным количеством теплоты $Q_\lambda$; ЧЕП – расчетное число единиц переноса теплоты для аппарата с $Q_\lambda = 0$; $\lambda^* = Q_\lambda / Q = (\lambda_э f_c) / HW_{min}$ – параметр, представляющий собой отношение продольного количества теплоты $Q_\lambda$ к количеству теплоты $Q$, передаваемому от одного теплоносителя к другому.

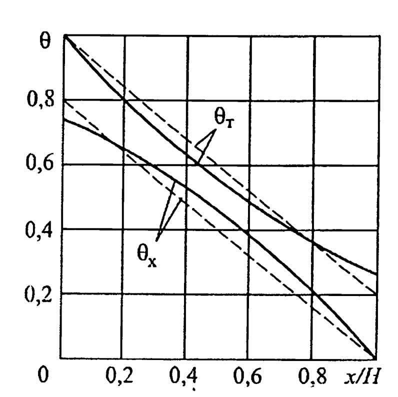



**Рис. 2.37.** Зависимости температур теплого и холодного потоков теплоносителей в противоточном теплообменном аппарате с отношением водяных эквивалентов $W_Х / W_Т = 1$ от теплопроводности в продольном направлении: штриховая – $\lambda^* = 0$; сплошная – $\lambda^* \ne 0$

При $\lambda^* = 0$ формула (2.157) принимает известный вид

$$1 - \varepsilon = (1 + ЧЕП)^{-1}.$$

С увеличением продольной теплоты, т. е. увеличением $\lambda^*$, для достижения требуемой проектной эффективности необходимо увеличить ЧЕП теплообменного аппарата. Однако при больших значениях $\lambda^*$ невозможно скомпенсировать большое количество продольной теплоты увеличением ЧЕП. При $\lambda^* < 0{,}005$ эффективность теплообменника практически не зависит от $Q_\lambda$.

***Теплообмен с окружающей средой.*** Наличие теплообмена между окружающей средой и теплообменным аппаратом также приводит к изменению распределения температур потоков теплоносителей по высоте аппарата и на выходе из него. Величина теплообмена зависит от размеров внешней поверхности теплообменника, качества изоляции и средней разности температур между аппаратом и окружающей средой.

Параметр $R$ характеризует относительную величину теплообмена между аппаратом и окружающей средой (например, для низкотемпературной установки) и рассчитывается по формуле

$$R \cong \frac{q_{\text{о.с}} G_{\text{т}} \Delta t_{\text{ср}}}{Q \Delta T_{\text{ср}}},$$

где $\Delta T_{\text{ср}}$ – разность температур между окружающей средой и средней температурой аппарата; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур между теплоносителями; $Q$ – количество теплоты, передаваемое в аппарате; $q_{\text{о.с}}$ – удельный теплоприток, приходящийся на единицу расхода $G_{\text{т}}$ теплого теплоносителя.

Для достижения высоких значений $\varepsilon_{\text{о.с}}$ должно быть выполнено условие $R < 0{,}005$, вполне достижимое в теплообменных аппаратах, например, низкотемпературных установок.

Теплообмен с окружающей средой, как и продольное количество теплоты, приводит к уменьшению эффективности теплообменного аппарата: $\Delta\varepsilon_{\text{о.с}} = \varepsilon_{\text{т}} - \varepsilon_{\text{о.с}}$, где $\varepsilon_{\text{т}}$ – эффективность аппарата, свободного от влияния вторичных эффектов.

Для достижения требуемой проектной эффективности теплообменника, имеющего теплообмен с окружающей средой, необходимо увеличить его ЧЕП.

***Неравномерность расходов.*** Отрицательное влияние этого фактора во многом зависит от типа теплообменного аппарата, его конструкции и конструкции подводных и отводных коллекторов. Даже небольшая (несколько процентов) неравномерность расходов по каналам противоточного аппарата существенно снижает его эффективность. Например, если поканальную неравномерность расхода $\Delta W$ в противоточном двухканальном (по одному потоку) аппарате определить через водяные эквиваленты $W = Gc_{\text{р}}$, то

$$\Delta W = (W_{\max} - W_{\min})/(W_{\max} + W_{\min}).$$

Аппарат с неравномерностью расхода $\Delta W = 10\%$ по эффективности соответствует аппарату, имеющему ЧЕП = 18 вместо расчетного значения ЧЕП$_{\text{р}}$ = 50 при $\Delta W = 0$ (рис 2.38). По этой причине длины трубок, например в трубчатых аппаратах, не должны различаться более чем на 10%, что при турбулентном режиме вызывает различие расходов (скоростей $w$) по каналам примерно на 5%.

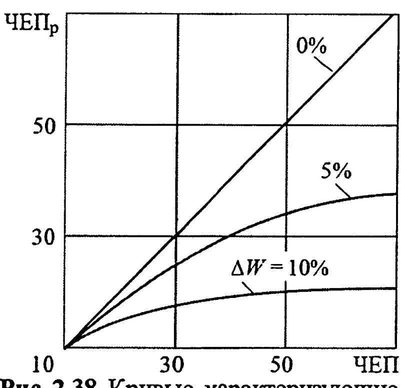



**Рис. 2.38.** Кривые, характеризующие влияние неравномерности расхода $\Delta W$ на ЧЕП противоточного теплообменника

В пластинчато-ребристых и матричных теплообменниках наряду с поканальной неравномерностью возникает неравномерность расхода в пределах данного канала, обусловленная неравномерностью поля скоростей на входе потока в канал и зависящая от конструкции коллекторов, распределителей и поверхности теплообмена, относительных размеров теплообменника: высоты (длины) каналов, ширины распределителей, а также от коэффициента анизотропии поверхности теплообмена – $j = f_y / f_x$, где $f_y$ и $f_x$ — коэффициенты сопротивления при поперечном и продольном (обычном) обтекании ребер. Для пластинчато-ребристых поверхностей с прерывистыми ребрами $j = 20...200$.

Неравномерность расхода приводит к снижению эффективности теплообменного аппарата на $\Delta\varepsilon_р = \varepsilon_т - \varepsilon_р$. Компенсировать отрицательное влияние неравномерности расхода на эффективность теплообменника и в этом случае можно путем увеличения ЧЕП аппарата.

В матричных теплообменниках неравномерность расхода также во многом зависит от конструкции коллекторов и относительных размеров аппарата. Особенность матричных теплообменников – малый коэффициент анизотропии. Так, для листовой сетки $j = 0{,}16$. Специальные исследования показали, что при неполном фронтальном или боковом подводе потоков к каналам матричного теплообменника происходит быстрое выравнивание эпюр скоростей и, начиная примерно с пятого слоя сеток в матрице, течение становится равномерным. Аналогично выравнивается поле скоростей и на выходе из каналов матрицы. Если матрица состоит из нескольких десятков или сотен слоев элементов, поток в основной части матрицы в пределах канала будет равномерно распределен по сечению.

Равномерность распределения потока теплоносителя по каналам матричного теплообменника во многом зависит от технологии его изготовления, т. е. от сохранения формы и размеров каналов матрицы близкими к номинальным. Наименьшее отклонение от номинальных размеров имеют матрицы, изготовленные методом диффузионной сварки. У клееных конструкций теплообменников отклонения размеров сечений могут быть весьма существенными. Объясняется это тем, что слой клея, нанесенный на прокладку, или сама клеевая пленка имеют разную толщину. При сжатии матрицы в процессе изготовления излишки клея выдавливаются внутрь каналов, искажая его форму. При тщательном соблюдении технологии склеивания неравномерность расхода по каналам клееного матричного теплообменника может не превышать ±2,5 %. При этом реально достижимая эффективность аппарата $\varepsilon = 0{,}98$. Для теплообменников с низкой эффективностью ($\varepsilon < 0{,}7$) неравномерность расхода до 40 % практически не влияет на их эффективность.

Таким образом, сведение к минимуму отрицательного влияния вторичных эффектов связано с тщательной проработкой конструкций теплообменников на этапе их проектирования. В частности, рационально уменьшать размеры (объем) теплообменных аппаратов. Аппараты меньших размеров при прочих равных условиях имеют меньшие теплопритоки. Минимизация размеров поперечного сечения аппа-

рата приводит к уменьшению продольного теплового потока и уменьшает влияние неравномерности расхода.

Для заданных условий работы размеры аппарата в основном определяются характеристиками поверхностей теплообмена. Поверхности, обеспечивающие меньшие размеры теплообменного аппарата, относят к более эффективным. Для оценки эффективности поверхностей теплообмена можно применять относительный объемный показатель $V / V_{б}$. Оценка эффективности поверхностей теплообмена по этому показателю с учетом отношения фронтальных сечений $F_{ф} / F_{ф.б}$ позволяет на этапе, предшествующем полному расчету теплообменника, решить задачу о минимизации объема проектируемого аппарата, а также придать проектируемому аппарату необходимые пропорции основных габаритных размеров, при которых влияние вторичных факторов минимально.

## Оптимизация теплообменников

Эта сложная проблема окончательно не решена, поскольку зависит от большого количества взаимосвязанных величин, характеризующих как режимные параметры аппарата, так и объемно-массовые характеристики его конструкции.

Существуют различные показатели, по которым можно оценивать функциональные и конструкторские показатели теплообменников.

Наиболее простой и распространенный показатель, позволяющий оценить функциональную эффективность теплообменника – его тепловой КПД – $\varepsilon_{т}$, который может быть подсчитан по формуле

$$\varepsilon_{т} = Q / Q_{ид},$$

где $Q$ – действительное количество теплоты, переданное в аппарате от теплого теплоносителя к холодному; $Q_{ид}$ – аналогичное количество теплоты, переданное в условиях идеального теплообмена, когда этот процесс протекает при бесконечно малых разностях температур.

Однако $\varepsilon_{т}$ совершенно не учитывает потери давления $\Delta p$ теплоносителей, т. е. не учитывает затрат энергии на движение теплоносителей по каналам теплообменника. Поэтому для оценки эффективности теплообменника с учетом гидропотерь может быть использован энергетический коэффициент $E = Q / L$, где $L$ – энергия, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений $\Delta p$ при движении теплоносителей. Очевидно, максимум $E$ соответствует теплообменному аппарату с наиболее эффективной теплообменной поверхностью. В то же время коэффициент $E$ не учитывает размеры и массу аппарата. Эти показатели теплообменника во многом зависят от величины компактности теплообменной поверхности $S$. Чем больше величина компактности, тем, как правило, меньше габаритные размеры теплообменника при заданных условиях его функционирования.

Другими важнейшими характеристиками эффективности теплообмена и величины гидравлических потерь в теплообменнике являются коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления. Обычно эти характеристики получают экспериментально и представляют их в виде безразмерных критериальных зависимостей

$$\mathrm{Nu} = A\mathrm{Re}^{n}\mathrm{Pr}^{b} \quad \text{и} \quad \xi = B\mathrm{Re}^{-m}.$$

Объективные показатели, с помощью которых можно сравнивать эффективность различных типов теплообменников между собой, должны учитывать вышеперечисленные характеристики. Такими показателями могут быть:

$V / V_б$ – относительный объемный показатель;

$Q / Q_б$ – относительный тепловой показатель;

$N / N_б$ – относительный показатель затрат энергии на прокачку теплоносителя.

Выбор показателя определяется целью оптимизации конструкции теплообменника. Показатель $V / V_б$ позволяет оптимизировать теплообменник по его размерам, т. е. находить вариант конструкции с минимальным значением относительного объема $V / V_б$. Показатель $Q / Q_б$ позволяет оптимизировать теплообменник по количеству переданной теплоты, которое для оптимального варианта максимально. Показатель $N / N_б$ позволяет определить вариант конструкции аппарата, у которого затраты энергии на прокачку теплоносителей минимальны.

В случае применения показателя $V / V_б$ для сравниваемых теплообменников, один из которых принят за базовый (индекс «б»), соблюдается условие $Q = Q_б$ и $N = N_б$.

Применение показателя $V / V_б$ оказалось наиболее целесообразным. Наименьшие значения $V / V_б$ для ряда сравниваемых теплообменников соответствуют наиболее эффективному варианту аппарата. В качестве наиболее эффективного принимается теплообменник, объем теплообменной поверхности которого минимален. При этом конструкция аппарата обеспечивает заданную передачу тепловой энергии $Q$ при заданной мощности $N$ на прокачку теплоносителей. У теплообменников, имеющих меньший объем теплообменной поверхности, меньше масса и стоимость конструкции. Малые габаритные размеры теплообменников уменьшают внешнюю поверхность их конструкции, что приводит к снижению теплопритоков к ним из окружающей среды (криогенные и холодильные установки) или к снижению тепловых потерь в окружающую среду для теплоэнергетических установок, работающих при температурах выше температуры окружающей среды.

Рассмотрим подробнее, какими величинами определяются значения относительного объемного показателя $V / V_б$.

Для двух сравниваемых теплообменных поверхностей (одна из которых – базовая), находящихся в одинаковых условиях протекания процесса, а именно, при равных $Q$, $\Delta p$, $G$ и $\Delta T$, должны соблюдаться следующие соотношения:

$$\frac{Q}{Q_б} = \frac{F \,\mathrm{Nu}\, D_{э.б}}{F_б \mathrm{Nu}_б D_э} = 1; \tag{2.158}$$

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_б} = \frac{\xi \mathrm{Re}^2 H D^3_{э.б}}{\xi_б \mathrm{Re}^2_б H_б D^3_э} = 1; \tag{2.159}$$

$$\frac{G}{G_б} = \frac{\mathrm{Re}\, F_ф \varepsilon D_{э.б}}{\mathrm{Re}_б F_{ф\,б} \varepsilon_б D_э} = 1. \tag{2.160}$$

Поскольку величина поверхности теплообмена $F = VS$, то из соотношения (2.158) следует, что отношение объемов сравниваемых поверхностей

$$\frac{V}{V_б} = \frac{S_б \, \mathrm{Nu}_б \, D_э}{S \mathrm{Nu} \, D_{э.б}}. \tag{2.161}$$

В качестве базовой можно принять любую поверхность, выбранную из числа рассматриваемых. Значения $\mathrm{Nu}_б$ определяют по некоторому заданному значению $\mathrm{Re}_б$, а значения Nu – по такому сопряженному значению Re, при котором выполняются условия, определяемые отношениями (2.158) – (2.160). Сопряженное значение Re можно найти из формулы (2.160), учитывая, что

$$\frac{F_ф}{F_{ф.б}} = \frac{V \mathrm{H}_б}{V_б \mathrm{H}}.$$

Если учесть, что для сравниваемых поверхностей существуют экспериментальные зависимости вида $\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^n \mathrm{Pr}^b$ и $\xi = B\mathrm{Re}^{-m}$, то сопряженное значение

$$\mathrm{Re} = \mathrm{Re}_б^{\gamma_б/\gamma} \cdot (\beta/\beta_б)^{1/\gamma}, \tag{2.162}$$

где $\gamma = 3 - m - n$; $\beta = 4D_э^2 A/B$; значение $\mathrm{Pr}^b$ включено в величину коэффициента $A$ (значения $\gamma_б$ и $\beta_б$ определяются аналогично).

Выразив $\mathrm{Nu}_б$ и Nu в отношении (2.161) через $\mathrm{Re}_б$, с учетом выражения (2.162) получим искомое значение относительного объемного показателя:

$$\frac{V}{V_б} = \frac{S_б D_э A_б \beta_б^{n/\gamma}}{S D_{э.б} A \beta^{n/\gamma}} \cdot \mathrm{Re}_б^{n_б \gamma_б n/\gamma}. \tag{2.163}$$

При $V/V_б < 1$ сравниваемая поверхность $F$ занимает меньший объем, чем базовая $F_б$, и следовательно, более эффективна.

При известной плотности материала $\rho_м$, из которого выполнена теплообменная поверхность, получаем отношение масс сравниваемых поверхностей:

$$\frac{M}{M_б} = \frac{[V(1-\varepsilon)\rho_м]}{[V_б(1-\varepsilon_б)\rho_{м.б}]},$$

где $\varepsilon$ – доля свободного объема поверхности.

Из зависимости (2.160) можно получить выражение для отношения фронтальных сечений сравниваемых поверхностей, являющееся важным конструктивным показателем при выборе габаритных размеров теплообменника:

$$\frac{F_ф}{F_{ф.б}} = \frac{\mathrm{Re}_б S_б}{\mathrm{Re}\, S} = \frac{\mathrm{Re}_б^{1-(\gamma_б/\gamma)}}{(\beta/\beta_б)^{1/\gamma}} \frac{S_б}{S}.$$

Применение зависимости (2.163) удобно в случае, когда экспериментальные данные по теплообмену и сопротивлению аппроксимированы критериальными зависимостями. Если таких зависимостей нет или они сложные, то для определения сопряженных значений Re следует воспользоваться вспомогательным гра-

фиком-номограммой вида $Re^3\xi / Nu = f(Re)$, построенным на основании графических или табличных характеристик сравниваемых поверхностей.

Рассмотренные способы оценки эффективности поверхностей теплообмена не учитывают всего комплекса взаимосвязанных величин, определяющих характеристики теплообменника и системы, в которой они функционируют. Поскольку тепловая эффективность аппарата, его габаритные размеры, гидросопротивление существенно влияют на работу и эффективность всей системы, необходима полная оптимизация, при которой одновременно и взаимосвязанно оптимизируется система в целом и входящий в нее теплообменный аппарат или ряд аппаратов. Обычно целевой функцией такого расчета является термодинамический КПД цикла или приведенные затраты, для которых определяются их экстремальные значения. При этом теплообменный аппарат является как бы модулем, составным элементом системы. Выбор параметров этого аппарата должен обеспечивать максимум КПД или минимум приведенных затрат для всей системы.

РАЗДЕЛ II

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Глава 3

# КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПЕЧИ

## 3.1. Топливо и его горение

***Топливо*** – горючее вещество, которое экономически целесообразно использовать для получения значительного количества теплоты.

Тóплива, применяемые в теплотехнике, делят по агрегатному состоянию на твердые, жидкие и газообразные. Различают топлива органические и ядерные. При использовании органического топлива теплота выделяется в результате реакций соединения горючих элементов топлива с окислителем, которым обычно является кислород воздуха. Ядерное топливо при реакциях распада атомных ядер некоторых изотопов тяжелых элементов (природного $U^{235}$, искусственных $U^{233}$ и $Pu^{239}$) выделяет теплоты в миллион раз больше, чем лучшее органическое топливо.

Топлива по происхождению делят на природные и искусственные. К природным твердым топливам относятся антрацит, каменные и бурые угли, торф, горючие сланцы, древесина; к искусственным – кокс, древесный уголь, отходы обогащения. Природным жидким топливом является нефть. К искусственному жидкому топливу относятся продукты переработки нефти: бензин, керосин; дизельное топливо, мазут и др. Природное газообразное топливо – это природный и попутный нефтяные газы, а искусственное – генераторные газы, газы сухой перегонки, побочные газы и др.

### Элементарный состав и технические характеристики

В состав органического топлива входят различные соединения горючих и негорючих элементов. Твердое и жидкое топливо содержит такие горючие вещества, как углерод C, водород H, летучую серу $S_л$, и негорючие вещества – кислород O, азот N, золу *A*, влагу *W*. Летучая сера состоит из органических $S_{ор}$ и колчеданных $S_к$ соединений: $S_л = S_{ор} + S_к$. Органическое топливо характеризуется рабочей массой $C^р + H^р + S^р_л + O^р + N^р + A^р + W^р = 100$ %; сухой $C^с + H^с + S^с_л + O^с + N^с + A^с = 100$ %; горючей $C^г + H^г + S^г_л + O^г + N^г = 100$ % и органической $C^о + H^о + S^о + O^о + N^о = 100$ %.

Сера органической массы не содержит колчеданную. Можно пересчитать состав топлива с одной массы на другую с помощью соответствующих коэффициентов (табл. 3.1). Газообразное топливо обычно приводится к сухой массе в объемных долях:

$$CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + C_mH_n + CO + CO_2 + H_2 + N_2 + ... + H_2S = 100\ \%.$$

*Таблица 3.1*

| Заданная масса | Искомая масса | | | |
|---|---|---|---|---|
| | органическая | горючая | сухая | рабочая |
| Органическая | 1 | $\frac{100 - S_л^г}{100}$ | $\frac{100 - (S_л^г + A^с)}{100}$ | $\frac{100 - (S_л^г + A^р + W^р)}{100}$ |
| Горючая | $\frac{100}{100 - S_л^г}$ | 1 | $\frac{100 - A^с}{100}$ | $\frac{100 - (A^р + W^р)}{100}$ |
| Сухая | $\frac{100}{100 - (S_л^г + A^с)}$ | $\frac{100}{100 - A^с}$ | 1 | $\frac{100 - W^р}{100}$ |
| Рабочая | $\frac{100}{100 - (S_л^г + A^р + W^р)}$ | $\frac{100}{100 - (A^р + W^р)}$ | $\frac{100}{100 - W^р}$ | 1 |

Важнейшими техническими характеристиками топлива являются теплота сгорания, содержание золы и влаги, выход летучих веществ, свойства кокса (нелетучего остатка).

***Теплота сгорания*** – количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании топлива.

Теплота сгорания, выделяющаяся в результате сгорания 1 кг твердого (жидкого) топлива или 1 $м^3$ при нормальных физических условиях газообразного топлива при превращении водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, в жидкость, называется высшей теплотой $Q_в$ сгорания. Низшая теплота $Q_н$ сгорания топлива меньше высшей на величину теплоты парообразования влаги, имеющейся в топливе ($W^р$) и образующейся в результате сгорания водорода топлива ($9H^р$).

Связь между высшей и низшей теплотой сгорания для твердого и жидкого топлива определяется соотношением

$$Q_н^р = Q_в^р - r\,(9H^р + W^р) = Q_в^р - 226H^р - 25W^р, \qquad (3.1)$$

где $r = 25{,}11$ кДж/кг – скрытая теплота парообразования воды при давлении 10 кПа (среднем парциальном давлении водяных паров в продуктах сгорания большинства энергетических установок).

Приближенно рабочая низшая теплота сгорания твердого и жидкого топлива (в кДж/кг) может быть определена по формуле Д.И. Менделеева

$$Q_н^р = 338C^р + 1025\,H^р - 108\,(O^р - S_л^р) - 25W^р. \qquad (3.2)$$

Теплота сгорания газового топлива (в кДж/$м^3$) выражается через объемные доли ( %) состава так:

$$Q_н^р = 108H_2 + 126CO + 350CH_4 + 590C_2H_4 +$$
$$+ 640C_2H_6 + 910C_3H_8 + 1190C_4H_{10} + 230H_2S \qquad (3.3)$$

***Условное топливо*** – топливо, теплота сгорания которого принята равной 29,35 МДж/кг.

Условное топливо как понятие используют для сравнительных расчетов. Действительное количество топлива в условное пересчитывают, умножая количество данного топлива на его эквивалент $Э = Q_н^р/29,35$.

Зола топлива представляет собой твердый негорючий остаток, получающийся после сгорания горючей части топлива; причем зола, прошедшая стадию расплавления, называется шлаком. Зола существенно ухудшает качество топлива и вызывает значительные трудности в процессе сжигания (износ и шлакование поверхностей нагрева). При сравнительных расчетах пользуются приведенной зольностью $A^п = A^р/Q_н^р$.

Влага $W$ топлива отрицательно влияет на его качество, так как снижает теплоту сгорания, ухудшает процесс воспламенения топлива, приводит к увеличению объема дымовых газов, а следовательно, потерь с уходящими газами.

Приведенная влажность топлива $W^п = W^р/Q_н^р$.

Сера S – весьма нежелательный элемент топлива. При ее сгорании образуются $SO_2$ и $SO_3$, которые вызывают коррозию элементов энергетических установок и оказывают отрицательное воздействие на окружающую среду.

При нагревании топлива происходит выделение газообразных продуктов разложения, которое называется выходом летучих веществ $V^г$ и определяется в процентах от горючей массы топлива. Чем больше выход летучих веществ, тем ниже температура воспламенения топлива и больше объем пламени. По содержанию летучих веществ топливо подразделяют на пламенное и тощее.

Свойства кокса оказывают значительное влияние на процесс горения топлива и определяют области его использования. Спекающийся кокс обладает большой механической прочностью и поэтому топливо, образующее такой кокс, применяют главным образом в металлургии.

## Виды органического топлива

***Твердое топливо.*** Рассмотрим характеристики наиболее распространенных видов твердого топлива (табл. 3.2).

Бурые угли не спекаются, отличаются большим выходом летучих веществ ($V^г = 40...60$ %), высокими зольностью ($A^р = 15...30$ %) и влажностью ($W^р = 30...40$ %). Теплота сгорания невысокая ($Q_н^р = 23...27$ МДж/кг).

*Таблица 3.2*

| Твердое топливо | Состав, % | | | | Теплота сгорания $Q_н^р$, МДж/кг |
|---|---|---|---|---|---|
| | $C^г$ | $O^г$ | $H^г$ | $V^г$ | |
| Древесина | 50 | 42 | 6 | 85 | 10 |
| Торф | | | | | |
| Бурый уголь | | | | | |
| Каменный уголь | | | | | |
| Антрацит | 93 | 2 | 2 | 4 | 35 |

Каменные угли по составу и свойствам разнообразны. Они обладают сравнительно невысокими зольностью ($A^р$ = 5...25 %) и влажностью ($W^р$ = 5...10 %) при широком диапазоне выхода летучих веществ ($V^г$ = 10...40 %). Основная масса каменных углей спекается. Теплота сгорания $Q^р_н$ = 23...27 МДж/кг. Каменные угли классифицируются (ГОСТ 8180–75) по выходу летучих веществ и характеру коксового остатка (длиннопламенный – Д, газовый – Г, жирный – Ж, коксовый – К, спекающийся – С, тощий – Т, антрацит – А) и по крупности кусков (крупный – К, орех – О, мелкий – М, семечко – С, штыб – Ш, рядовой – Р).

Антрациты отличаются от других твердых топлив плотной структурой, высоким содержанием углерода ($C^г$ = 93...96 %), малым выходом летучих веществ ($V^г$ = 3...5 %), малой зольностью ($A^р$ = 13...17 %) и влажностью ($W^р$ = 5...7 %), высокой теплотой сгорания ($Q^р_н$ = 30...35 МДж/кг).

Горючие сланцы характеризуются большой зольностью ($A^р$ = 50...60 %) и высоким выходом летучих веществ ($V^г$ = 80...90 %); влажность их невелика ($W^р$ = 15...20 %), они имеют самую низкую для твердых топлив теплоту сгорания ($Q^р_н$ = 5,7...10 МДж/кг).

Древесина отличается очень малой зольностью ($A^р$ < 1 %) и большим выходом летучих веществ ($V^г$ = 85 %). Значительная влажность древесины ($W^р$ = 40...60 %) определяет весьма низкую теплоту сгорания ($Q^р_н$ = 10...12 МДж/кг).

Торф – самый молодой вид твердого органического топлива. Он имеет большой выход летучих веществ ($V^г$ = 70 %), высокую влажность ($W^р$ = 30...50 %) и малое содержание золы ($A^р$ = 5...10 %). Теплота сгорания торфа небольшая ($Q^р_н$ =10...13 МДж/кг).

***Жидкое и газообразное топливо.*** Природное жидкое топливо – нефть – одновременно является основным источником получения искусственного жидкого топлива. Нефть состоит из различных углеводородов с примесью кислородных, азотных и сернистых соединений. Природную нефть в качестве топлива, как правило, не применяют. Жидкие искусственные топлива делят на жидкие дистиллятные, тяжелые дистиллятные и остаточные.

Основными характеристиками тяжелого дистиллятного топлива являются вязкость, температуры застывания и вспышки, процентное содержание кокса, определяющее склонность топлива к нагарообразованию. Остаточное топливо, например мазут, сжигают в топках паровых котлов и печей. Мазут характеризуется высокой теплотой сгорания $Q^р_н$ = 40...42 МДж/кг и представляет собой вязкую жидкость, которую необходимо подогревать до 310...320 К при транспортировании по трубам, а при сжигании – до 350...390 К.

Природный газ представляет собой смесь различных углеводородов, преимущественно метана (90...98 %) с небольшим количеством $CO_2$ (0,1...0,2 %), $N_2$ (1,2...5 %) и др. В газах нефтяных месторождений (попутный газ) метана несколько меньше (50...85 %), но больше высших углеводородов $C_mH_n$. Теплота сгорания природных газов $Q^р_н$= 35...37 МДж/м$^3$.

Генераторный газ получают газификацией различных твердых топлив с помощью вводимого с воздухом кислорода или водяного пара. Из горючих газов в генераторном газе содержится преимущественно CO (27...37 %) и $H_2$ (13...50 %). Теплота сгорания генераторного газа $Q^р_н$ = 5...7 МДж/м$^3$.

Доменный газ получают при выплавке чугуна в доменных печах. Основной горючий компонент доменного газа – CO (28...30 %). Теплота сгорания доменного газа невысокая ($Q^р_н$ = 3...4 МДж/м$^3$).

Жидкие углеводородные газы представляют собой смесь углеводородов (бутан $C_4H_{10}$, пропан $C_3H_8$, этан $C_2H_4$, пропилен $C_3H_6$), которые при нормальных условиях (давление 1...1,5 МПа) находятся в жидком состоянии. Теплота сгорания жидких газов $Q_н^р = 95$ МДж/м$^3$.

## Процесс горения и его расчет

***Горение*** – химический процесс соединения топлива с окислителем, сопровождающийся интенсивным тепловыделением и резким повышением температуры продуктов сгорания.

Горение сопровождается смесеобразованием, диффузией, воспламенением, теплообменом и другими процессами, протекающими в условиях тесной взаимосвязи. Поэтому организация процесса горения в топочных устройствах требует изучения не только свойств топлива и кинетики реакций горения, но и особенностей всех физических процессов при горении.

Различают гомогенное и гетерогенное горение. При гомогенном горении тепло- и массообмен идут между веществами, находящимися в одинаковом агрегатном состоянии (обычно газообразном).

Гетерогенное горение свойственно жидкому и твердому топливам.

***Кинетика реакций горения.*** Скорость химической реакции зависит от концентрации реагирующих веществ, температуры и давления и определяется произведением концентраций реагирующих веществ:

$$w = kC_A^a C_B^b,$$

где $k$ – константа скорости реакции; $C_A$ и $C_B$ – концентрации реагирующих веществ.

Скорость реакции при росте температуры существенно увеличивается, что определяется законом Аррениуса:

$$k = k_0 e^{-E/(R_\mu T)}, \qquad (3.4)$$

где $k_0$ – эмпирическая константа.

Энергия активации $E$ – это наименьшая энергия (для газовых смесей 85...170 МДж/кмоль), которой должны обладать молекулы в момент столкновения, чтобы быть способными к химическому взаимодействию. Разность энергий активации прямой и обратной реакций составляет тепловой эффект химической реакции.

Реакции характеризуются сильной экзотермичностью, обусловливающей рост температуры. Влияние температуры на скорость реакции значительно сильнее влияния концентрации реагирующих веществ. Поэтому, несмотря на уменьшение концентрации реагирующих веществ при горении, скорость реакции горения увеличивается и достигает максимума после выгорания 80...90 % горючих веществ. Реакции горения газообразного топлива протекают практически мгновенно, что объясняется не только сильным влиянием температуры, но и цепным характером их протекания.

Скорость реакции зависит также от давления: $w \sim p^{n-1}$ ($n$ – порядок реакции).

Процесс горения топлива имеет две области: кинетическую, в которой скорость горения топлива определяется скоростью химической реакции, и диффузионную, в которой регулятором скорости выгорания является скорость смесеобразования.

Примером кинетической области горения является горение однородной газовоздушной смеси. Диффузионно горит газообразное топливо, вводимое в реакционную камеру отдельно от окислителя.

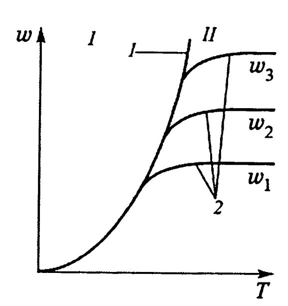



**Рис. 3.1.** Зависимость скорости горения от температуры при разных скоростях смесеобразования ($w_1 < w_2 < w_3$):
*1* – химическая реакция;
*2* – смесеобразование

Кинетическая область *I* (рис. 3.1) химического воздействия на скорость горения наиболее сильно ощущается при низких концентрациях, температурах и давлениях в смеси. В этих условиях химическая реакция может настолько замедлиться, что сама станет тормозить горение. Диффузионная область *II* воздействия на скорость выгорания топлива проявляется при высоких концентрациях и температурах. Химическая реакция протекает очень быстро, и задержка в горении может быть вызвана недостаточно высокой скоростью смесеобразования.

Процесс смесеобразования практически не зависит от температуры.

Кинетическое горение готовой горючей смеси при турбулентном режиме движения очень неустойчиво. Поэтому в высокопроизводительных промышленных топочных устройствах при турбулентном режиме движения газовоздушных потоков горение является в основном диффузионным.

Процесс горения горючей смеси может начаться путем самовоспламенения или принудительного воспламенения (электрическая искра, факел и т. п.). Температура самовоспламенения определяется соотношением количества теплоты, выделяющегося при горении и отдаваемого во внешнюю среду. Количество теплоты, выделяющееся при горении, зависит от температуры и изменяется по экспоненте *1* (рис 3.2):

$$q_в = QwV = QVk_0C^n e^{-E/(R_\mu T)}, \qquad (3.5)$$

где $Q$ – тепловой эффект реакции; $w$ – скорость реакции; $V$ – объем; $T$ – температура среды. Зависимость отвода теплоты $q_{от}$ от температуры $T$ линейная (прямые *2*, см. рис. 3.2):

$$q_{от} = \alpha A(T - T_с), \qquad (3.6)$$

где $\alpha$ – коэффициент теплоотдачи; $A$ – площадь поверхности; $T_с$ – температура охлаждаемой стенки.

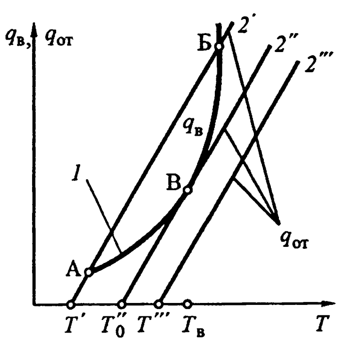



**Рис. 3.2.** Условия самовоспламенения при различном отводе теплоты

При небольшом отводе теплоты (прямая *2‴*) количество выделяемой теплоты $q_в > q_{от}$, поэтому реакция сопровождается повышением температуры системы, приводящим к самовоспламенению.

При большем отводе теплоты (прямая *2″*) в точке В $q_в = q_{от}$. Температура $T_в$ в этой точке называется температурой воспламенения горючей смеси. Она зависит от условий отвода теплоты и не является физико-химической константой, характеризующей данную горючую смесь. При увеличении отвода теплоты (прямая *2′*) самовоспламенение невозможно. Точка А

соответствует стабилизированному окислению в области низких температур, а точка Б – неустойчивому равновесию в области высоких температур.

Температура воспламенения может быть найдена из условий

$$q_в = q_{от} \quad и \quad dq_в/dT = dq_{от}/dT,$$

определяемых точкой В (см. рис. 3.2).

С учетом уравнений (3.5) и (3.6) имеем $RT_в^2/E - T_в - T_с = 0$. Решив это уравнение, получим

$$T_в = \frac{E}{2R}\left[1 - \sqrt{1 - \frac{4R}{E}T_с}\right]. \qquad (3.7)$$

Температура воспламенения $T_в$ для некоторых газов приведена в табл. 3.3.

Минимальная и максимальная концентрации горючей составляющей, ниже и выше которых не происходит принудительное воспламенение смеси, называются концентрационными пределами воспламенения (табл. 3.3); они зависят от количества и состава негорючих составляющих газообразного топлива, повышающих нижний и понижающих верхний пределы воспламенения.

*Таблица 3.3*

| Газ | $T_в$, K | Концентрационный предел воспламенения газовоздушной смеси при 293 K и 0,1 МПа, % | |
|---|---|---|---|
| | | нижний | верхний |
| Водород $H_2$ | 580–590 | 4–9 | 65–75 |
| Оксид углерода CO | 645–660 | 12–15 | 71–75 |
| Метан $CH_4$ | 650–750 | 5–6 | 12–15 |

Устойчивый непрерывный процесс горения в топочном устройстве требует стабилизации фронта воспламенения готовой (кинетическое горение) или образующейся (диффузионное горение) горючей смеси. Для этого с помощью местного торможения создаются зоны со скоростью потока, меньшей скорости распространения пламени; осуществляется непрерывное воспламенение смеси от постороннего источника; на пути потока устанавливаются плохо обтекаемые тела, обеспечивающие обратную циркуляцию продуктов сгорания, поджигающих смесь.

Горение жидкого топлива протекает в основном в парогазовой фазе, так как температура его кипения значительно ниже температуры воспламенения. Интенсивность испарения горючих веществ увеличивается с ростом поверхности контакта с воздухом и количества подводимой теплоты. Таким образом, скорость горения определяется тонкостью его распыливания. Улучшению распыливания способствует понижение вязкости, что достигается предварительным подогревом топлива до 340...390 K перед подачей в форсунки.

Твердое топливо претерпевает предварительную тепловую подготовку, в процессе которой происходит прогрев частиц, испарение влаги и выделение летучих веществ. Наиболее бурное выделение летучих веществ, воспламеняющихся первыми, происходит в интервале температур от 470 до 720 K. Время горения этих

веществ вблизи твердого остатка составляет незначительную часть общего времени горения топлива и способствует его прогреву и воспламенению. После выгорания значительной части летучих веществ начинается выгорание коксового остатка. На процесс горения твердого топлива заметно влияет зола, затрудняющая диффузию кислорода к горючему. При температуре горения, превышающей температуру плавления золы, частицы горючих веществ ошлаковываются, что еще больше затрудняет к ним доступ кислорода.

*Расчет процесса горения.* При проектировании топочных устройств необходимо определять количества потребного для горения топлива окислителя и газообразных продуктов сгорания. Данные для таких расчетов могут быть получены в результате анализа элементарных реакций горения горючих элементов, содержащихся в топливе. Горение топлива может быть полным и неполным. Полное горение происходит при достаточном количестве окислителя и завершается полным окислением горючих элементов топлива. Продукты сгорания при этом состоят из $CO_2$, $SO_2$ и $H_2O$. При недостаточном количестве окислителя происходит неполное сгорание углерода с образованием CO.

Количественные соотношения химических реакций горения могут быть получены при известных молекулярных массах $\mu$ веществ и плотностях $\rho = \mu / 22{,}4$ газов при нормальных физических условиях. Горение углерода с образованием углекислого газа можно представить уравнением

$$1 \text{ кг C} + 32/12 \text{ кг } O_2 = 44/12 \text{ кг } CO_2 + 404/12 \text{ МДж/кг C}.$$

Следовательно, на 1 кг углерода приходится 2,67 кг или 1,866 м$^3$ кислорода и 3,67 кг или 1,866 м$^3$ диоксида углерода $CO_2$.

Горение углерода с образованием оксида углерода CO

$$1 \text{ кг C} + 32/2 \cdot 12 \text{ кг } O_2 = 28/12 \text{ кг CO} + 119/12 \text{ МДж/кг C}.$$

В этом случае на 1 кг углерода приходится 1,33 кг или 0,933 м$^3$ кислорода и 2,33 кг или 1,867 м$^3$ оксида углерода CO.

Горение оксида углерода с образованием диоксида углерода

$$1 \text{ кг CO} + 32/2 \cdot 28 \text{ кг } O_2 = 44/28 \text{ кг } CO_2 + 284/28 \text{ МДж/кг CO}.$$

Здесь на 1 кг оксида углерода приходится 0,57 кг или 0,4 м$^3$ кислорода и 1,57 кг или 0,8 м$^3$ диоксида углерода.

Горение водорода с образованием водяных паров

$$1 \text{ кг } H_2 + 32/2 \cdot 2 \text{ кг } O_2 = 18/2 \text{ кг } H_2O + 284 \cdot 2/(2 \cdot 238) \text{ МДж/кг } H_2 .$$

В этом уравнении тепловой эффект реакции, данный в числителе, учитывает теплоту конденсации водяных паров, образующихся при сжигании водорода и охлаждении конденсата до 273 K. В знаменателе приведен тепловой эффект 238 МДж/кмоль $H_2$ при отсутствии конденсации паров воды. Таким образом, на 1 кг водорода приходится 8 кг или 5,55 м$^3$ кислорода и 9 кг или 11,12 м$^3$ воды.

Горение серы с образованием сернистого ангидрида

$$1 \text{ кг S} + 32/32 \text{ кг } O_2 = 64/32 \text{ кг } SO_2 + 288/32 \text{ МДж/кг S}.$$

Следовательно, на 1 кг серы приходится 1 кг или 0,698 м$^3$ кислорода и 2 кг или 0,699 м$^3$ сернистого ангидрида.

Горение метана с образованием $CO_2$ и $H_2O$ можно представить уравнением

$$1 \text{ кг } CH_4 + 64/16 \text{ кг } O_2 = 44/16 \text{ кг } CO_2 + 36/16 \text{ кг } H_2O + 56{,}1/50{,}5 \text{ МДж/кг } CH_4 .$$

На 1 кг метана приходится 4 кг или 2,8 м$^3$ кислорода, 2,75 кг или 1,4 м$^3$ диоксида углерода и 2,25 кг или 2,79 м$^3$ воды. На 1 м$^3$ метана приходится 2 м$^3$ кислорода, 1 м$^3$ диоксида углерода и 2 м$^3$ воды.

На основе приведенных соотношений теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива количество кислорода (в кг) определяется выражением

$$L_{O_2} = (8/3C^р + 8H^р + S^р_л - O^р) / 100. \qquad (3.8)$$

Если учесть, что массовая доля содержания кислорода в воздухе составляет 0,232, то теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг твердого и жидкого топлива

$$L^о = (8/3C^р + 8H^р + S^р_л - O^р) /(100 \cdot 0{,}232). \qquad (3.9)$$

Разделив уравнение (3.9) на плотность воздуха ($\rho_в$ = 1,293 м$^3$/кг при нормальных физических условиях), получим теоретический объемный расход

$$V^о = 0{,}0899(C^р + 0{,}375S^р_л) + 0{,}265H^р - 0{,}0333O^р. \qquad (3.10)$$

Теоретический объемный расход воздуха при сжигании 1 м$^3$ сухого газа (м$^3$/м$^3$)

$$V^о = 0{,}0478[0{,}5\,H_2 + 0{,}5CO + 2CH_4 + 1{,}5H_2S + \Sigma(m + n/4)C_mH_n - O_2]. \qquad (3.11)$$

В реальных условиях для полного сгорания топлива требуется подавать воздуха больше теоретически необходимого количества.

## Коэффициент избытка воздуха

В реальных условиях полностью сжечь топливо при теоретически необходимом количестве воздуха невозможно, так как топливо и воздух не удается идеально перемешать и процесс горения оказывается незавершенным. Поэтому для полного сгорания приходится подавать воздуха больше.

***Коэффициент избытка воздуха*** – отношение действительного количества воздуха $V_д$, подаваемого для организации процесса горения, к теоретически необходимому количеству $V^о$:

$$\alpha = V_д / V^о. \qquad (3.12)$$

Значение коэффициента избытка воздуха зависит от вида топлива и способа сжигания его, обычно $\alpha$ = 1,05...1,5. Объемные доли продуктов полного сгорания топлива

$$CO_2 + SO_2 + H_2O + N_2 + O_2 = 100 \%,$$

и в кубических метрах на 1 кг сожженного твердого или жидкого топлива

$$V_г = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}. \qquad (3.13)$$

Объем (м$^3$) продуктов сгорания, отнесенных к 1 кг топлива, обычно делят на объем сухих газов $V_{с.г}$, состоящих из трехатомных $V_{RO_2}$ и двухатомных $V_{R_2}$ газов, и объем водяных паров $V_{H_2O}$. В связи с этим

$$V_г = V_{с.г} + V_{H_2O} = V_{RO_2} + V_{R_2} + V_{H_2O},$$

где

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}; \quad V_{R_2} = V_{N_2} + V_{O_2}; \quad V_{H_2O} = V_{H_2O}^{H_2} + V_{H_2O}^{w} + V_{H_2O}^{в}.$$

Объемы $V_{RO_2}$, $V_{R_2}$ и $V_{H_2O}$ определяются на основе соотношений реакций горения (табл. 3.4)

*Таблица 3.4*

| Объем | Выражение |
|---|---|
| Твердое и жидкое топливо, м$^3$/кг | |
| Трехатомные газы $V_{RO_2}$ | $0{,}01866(C^р + 0{,}375\ S^р_л)$ |
| Избыточный кислород $V_{O_2}$ | $0{,}21(\alpha - 1)V^о$ |
| Азот $V_{N_2}$ | $0{,}79\ \alpha V^о + 0{,}008N^р$ |
| Двухатомные газы $V_{RO_2}$ | $(\alpha - 0{,}21)V^о + 0{,}008N^р$ |
| Водяной пар $V_{H_2O}$ | $0{,}0124(9H + W^р) + 0{,}0161V^о$ |
| Газообразное топливо, м$^3$/ м$^3$ | |
| Трехатомные газы $V_{RO_2}$ | $0{,}01(CO_2 + CO + CH_4 + H_2S + \Sigma\ m\ C_mH_n)$ |
| Двухатомные газы $V_{RO_2}$ | $(\alpha - 0{,}21)V^о + 0{,}01N_2$ |
| Водяной пар $V_{H_2O}$ | $0{,}01(H_2 + 2CH_4 + H_2S + 0124d + \Sigma\ 0{,}5C_mH_n) + 0{,}0161\alpha V^о$, где $d$ – влажность горючих газов ($10^{-3}$ кг/м$^3$) |

Для контроля процесса горения топлива и определения степени полноты его сгорания и избытка воздуха осуществляется анализ продуктов сгорания топлива с помощью прибора – газоанализатора.

Уравнение неполного сгорания органического топлива имеет вид

$$RO_2 + N_2 + O_2 + CO = 100\ \%.$$

Основным элементом неполного сгорания является оксид углерода CO. Простейшие газоанализаторы дают возможность определить процентное содержание трехатомных газов $RO_2$ и кислорода $O_2$. С помощью этих данных и элементарного состава топлива можно рассчитать процентное содержание:

$$CO = [21 - RO_2(1 + \beta) - O_2] / (0{,}605 + \beta), \qquad (3.14)$$

где $\beta = 2{,}37(H^р + 0{,}126O^р) / (C^р + 0{,}375S^р_л)$ – характеристический коэффициент топлива.

Из уравнения (3.14) можно найти максимальное содержание $RO_2$ при теоретическом количестве воздуха ($O_2$ = O) и отсутствии CO:

$$(RO_2)_{max} = 21 / (1 + \beta). \qquad (3.15)$$

Величины $\beta$ и $(RO_2)_{max}$ являются постоянными для каждого вида топлива. Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = 21 / [21 - 79(O_2 - 0{,}5CO)] / [100 - (RO_2 + O_2 + CO)] \qquad (3.16)$$

или приближенно $\alpha = (RO_2)_{max} / RO_2$.

## Энтальпия продуктов сгорания

Для выполнения тепловых расчетов топочных устройств необходимо знать энтальпию продуктов сгорания, отнесенную к 1 кг твердого или жидкого топлива (кДж/кг) или к 1 м$^3$ газообразного топлива (кДж/м$^3$), в виде суммы энтальпий газов $h_г^о$ при $\alpha = 1$ и энтальпии избыточного воздуха $h_в^о$ так, что

$$h_г = h_г^о + (\alpha - 1)h_в^о.$$

Энтальпия газов при $\alpha = 1$ и температуре газов $T_г$

$$h_г^о = (V_{RO_2}c_{CO_2} + V_{N_2}^о c_{N_2} + V_{H_2O}^о c_{H_2O})T_г,$$

а энтальпия теоретически необходимого количества воздуха ($\alpha = 1$) при температуре $T_г$

$$h_в^о = V^о c_в T_г.$$

Как правило, топочная камера и газоходы котла во время работы находятся под разрежением, поэтому через различные неплотности в газовый тракт подсасывается воздух из окружающей среды. Вследствие этого вдоль газового тракта происходит увеличение коэффициента избытка воздуха и на выходе из котла он становится больше, чем в топке ($\alpha_{ух} > \alpha_т$).

Объемы $V^о$, $V_{RO_2}$, $V_{N_2}^о$, $V_{H_2O}^о$ определяются по уравнениям, приведенным ранее. Средние объемные теплоемкости при постоянном давлении или энтальпии 1 м$^3$ диоксида углерода $(c_pT)_{CO_2}$, азота $(c_pT)_{N_2}$, водяных паров $(c_pT)_{H_2O}$ и влажного воздуха $(c_pT)_в$ берутся из справочных таблиц.

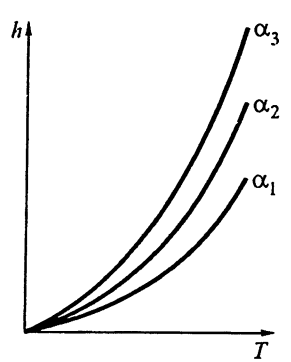


**Рис. 3.3.** $hT$-диаграмма ($\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$)

При проведении теплового расчета котла строят $hT$-диаграмму (рис. 3.3), которая значительно упрощает расчет, связанный с определением энтальпии газов в газоходах котла. При проектировании топочного агрегата должна быть известна температура горения. Теоретическое значение $T_т$ определяется из уравнения теплового баланса так, что

$$Q_н^р(100 - q_х - q_м) / 100 + h_т + h_в = V_г c_г T_г,$$

где $q_х$ и $q_м$ – потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания; $h_т$ и $h_в$ – энтальпии топлива и воздуха на единицу количества топлива, кДж/кг или кДж/м$^3$.

Действительная температура меньше теоретической из-за излучения газами части выделяющейся при горении теплоты на поверхности нагрева топочной камеры и может быть определена с учетом этой теплоотдачи.

## 3.2. Котельные установки

*Котельная установка* – совокупность котла и вспомогательного оборудования.

*Котел* – конструктивно объединенный в одно целое комплекс устройств для получения пара или для нагрева воды с давлением выше атмосферного.

Котельная установка, показанная на рис 3.4, предназначена для получения пара. В топке *1* котла происходит сжигание топлива и образование высокотемпературных продуктов сгорания, которые отдают свою теплоту поверхностям нагрева. В воздухоподогревателе *5* нагревается воздух, подаваемый вентилятором *6* и направляемый затем в топку *1*. В экономайзере *4* котла происходит подогрев питательной воды, поступающей в барабан *2*. Из барабана вода подводится к парообразующим поверхностям нагрева, где преобразуется в насыщенный пар. Поверхности нагрева располагаются как по внутренним стенкам топки (экраны), так и в газоходах котла. Сухой насыщенный пар из барабана *2* поступает в пароперегреватель *3*, где перегревается до температуры, превышающей температуру насыщения, соответствующую давлению в котле.

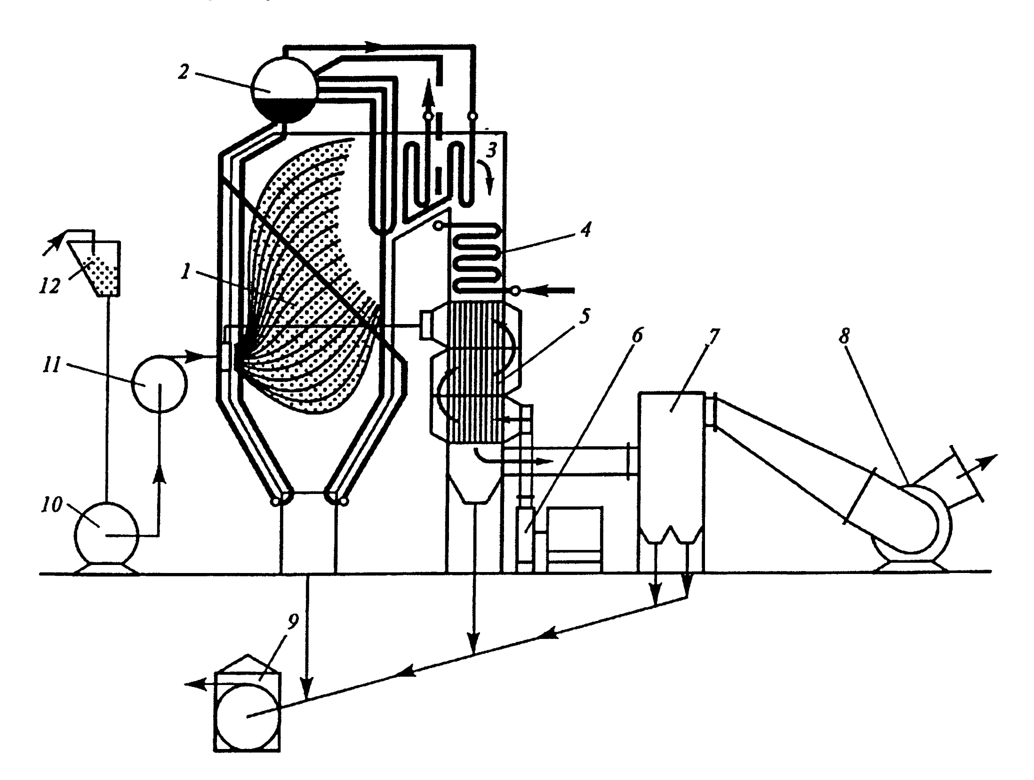



**Рис. 3.4.** Схема котельной установки

Дымовые газы отсасываются из котла дымососом *8* и выбрасываются в атмосферу. К вспомогательным устройствам котельной установки относятся: система топливоподачи; топливный бункер *12*; мельница *10;* мельничный вентилятор *11*; мазутное хозяйство при сжигании жидкого топлива; газоочистительное оборудование *7*, служащее для очистки дымовых газов; золоудаляющее устройство *9*; насосы питательной воды; дымовая труба. Котельная установка оборудуется различными регулирующими запорными и предохранительными устройствами, а также системой автоматического регулирования, повышающей экономичность и надежность ее работы.

Необходимость в тех или иных вспомогательных устройствах и их элементах зависит от назначения котельной установки, вида топлива и способа его сжигания. Основными параметрами котлов являются: паропроизводительность, давление и температура пара, температура питательной воды, КПД.

По паропроизводительности различают котельные установки до 12, до 110 и свыше 110 т/ч. Котлы подразделяют на паровые, водогрейные, пароводогрейные, котлы-утилизаторы, энерготехнологические и др. Котельные установки служат для покрытия расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, обеспечивают паром промышленные предприятия. Наиболее мощные стационарные котельные установки обеспечивают паром турбины электростанций.

## Топки

***Топка*** – устройство котла, предназначенное для сжигания органического топлива, частичного охлаждения продуктов сгорания и выделения золы.

Топки подразделяются на слоевые, камерные, вихревые. При слоевом процессе сжигания топлива (рис. 3.5, *а*) поток воздуха проходит через неподвижный или движущийся в поперечном направлении слой топлива.

Чтобы частицы топлива, лежащие на решетке, не уносились потоком, их вес должен быть больше подъемной силы воздуха, действующей на каждую частицу. Характерной особенностью слоевого процесса сжигания является наличие значительного количества горящего топлива в топке. Это обеспечивает устойчивость работы топки и позволяет при изменении нагрузки котла регулировать работу топки первоначально только изменением количества подаваемого воздуха.

Если крупнозернистое топливо находится во взвешенном состоянии и не перемещается с потоком газов, то образуется «кипящий слой» (рис. 3.5, *б*).

При факельном топочном процессе (рис. 3.5, *в*) частицы топлива движутся вместе с газовоздушным потоком через топку, находясь во взвешенном состоянии. При этом время пребывания частиц топлива в топке незначительно, скорость обтекания частиц воздухом и количество горящего топлива также незначительные. Факельный процесс чувствителен к изменению режимов работы, поэтому необходимо тщательно регулировать подачу топлива и воздуха в топку.

При вихревом топочном процессе частицы топлива организованно циркулируют по определенным траекториям до полного выгорания, поэтому в топках можно сжигать более крупные частицы (3...5 мм). Более совершенным вихревым топочным процессом является циклонный процесс (рис. 3.5, *г*).

Работа топочных устройств характеризуется теплопроизводительностью (в МВт) $Q = BQ^{р}_{н}$($B$ – секундный расход топлива, кг/с); объемной тепловой нагрузкой (в МВт/м$^3$) топки объемом $V_т$ ($q_v = BQ^{р}_{н} / V_т$); тепловой нагрузкой (в МВт/м$^2$) зеркала горения решетки площадью $A_т$ ($q_{A_т} = BQ^{р}_{н} / A_т$); тепловой нагрузкой (в МВт/м$^2$) поперечного сечения топки площадью $A$ ($q_A = BQ^{р}_{н} / A$); КПД топки $\eta_т = 100 - q_х - q_м$ ($q_х$ и $q_м$ – потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива); коэффициентом $\alpha_т$ избытка воздуха на выходе из топки. Значения этих параметров зависят от типа и сорта сжигаемого топлива.

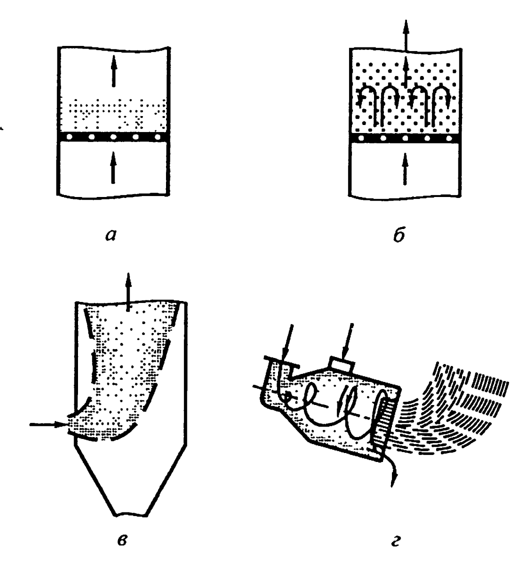



**Рис. 3.5.** Схемы топочных процессов сжигания топлива

Слоевые топки, применяемые для сжигания твердого топлива под котлами мощностью до 30 МВт, весьма разнообразны. В зависимости от характера обслуживания различают топки ручные, полумеханические и механические (рис. 3.6). Топка с ручным обслуживанием операций загрузки топлива, шурования и удаления шлака (рис. 3.6, *а*), применяемая под котлами мощностью до 2 МВт, состоит из неподвижной колосниковой решетки *2*, загрузочного отверстия *1*, служащего одновременно для шурования слоя, и поддувального пространства *3*, через которое воздух подается в топку. Показатели экономичности ручных топок невысокие: $q_х$ = 2...4 %, $q_м$ = 7...12 %, $\alpha_т$ = 1,4...1,5.

Полумеханическая топка (рис. 3.6, *б*) снабжена специальным механическим или пневматическим забрасывателем *4* топлива на колосниковую решетку *2*, выполненную из качающихся или поворотных колосников. Шлак вручную удаляется через отверстие *5* шлакового бункера *6*. Для этих топок $q_х$ = 1 %, $q_м$ = 4...7 %, $\alpha_т$ = 1,3...1,4. В механических топках с движущейся цепной решеткой (рис. 3.6, *в*) топливо под действием собственного веса из топливного бункера *7* через регулятор *8* толщины слоя поступает на медленно движущуюся (2...16 м/ч) колосниковую решетку *2*. Колосниковая решетка представляет собой, по существу, ленточный транспортер, что обеспечивает поточность процесса. По мере движения топлива вместе с решеткой оно постепенно прогорает и шлак сбрасывается в шлаковый бункер *6*. Воздух через специальные зоны *9* подается под колосниковую решетку. Воспламенение топлива происходит при подводе теплоты излучением сверху и менее надежно, чем при встречной схеме движения топлива и воздуха. Поэтому на цепной решетке хуже горит топливо с малым выходом летучих веществ. В топках с забрасывателями на движущуюся цепную колосниковую решетку обратного хода (рис. 3.6, *г*) обеспечивается поточность процессов горения и смешения – встречно-поперечная схема движения топлива и воздуха. При этом

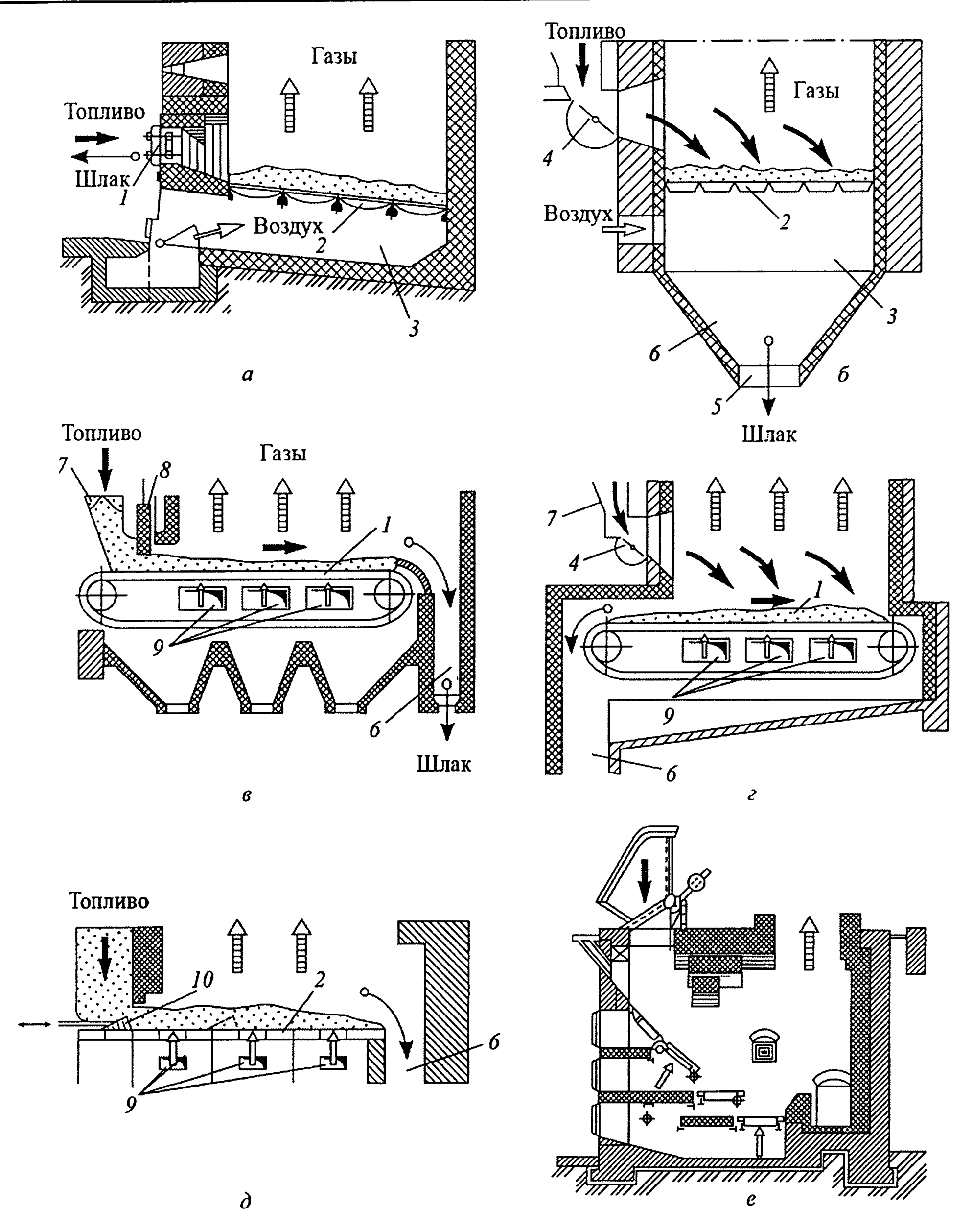



**Рис. 3.6.** Схемы слоевых топок

преобладает встречная схема топочного процесса. Топки с забрасывателями на движущуюся колосниковую решетку получили широкое распространение при сжигании каменных и бурых углей под котлами мощностью до 30 МВт. В топках с цепными решетками $q_х = 0{,}1...1$ %, $q_м = 4...6$ %, $\alpha_т = 1{,}3...1{,}4$.

На рис. 3.6, *д* показана топка, в которой по неподвижной колосниковой решетке *1* перемещается трехгранная планка *10*, совершая возвратно-поступательное дви-

жение и обеспечивая подачу топлива и шурование слоя. В настоящее время топки с шурующей планкой вследствие недостаточной приспособленности их к сжиганию неспекающихся углей применяются редко.

При сжигании влажного топлива (торфа, древесных отходов) под котлами мощностью до 5 МВт применяют полумеханические шахтные топки с наклонной колосниковой решеткой (рис. 3.6, *е*). В этих топках топливо под действием собственной массы сползает сверху вниз, открывая доступ свежим порциям топлива. Шахтные топки имеют следующие характеристики: $q_х = 2$ %, $q_м = 2$ %, $\alpha_т = 1{,}4$.

Камерные топки позволяют сжигать любое топливо – жидкое, газообразное и твердое в виде пыли. Камерная топка состоит из горелок и топочной камеры. Горелка предназначена для ввода топлива и воздуха в топочную камеру, а также для смесеобразования и создания у ее устья устойчивого фронта воспламенения. Горелки для сжигания газа по способу перемешивания в них газа с воздухом подразделяют на горелки полного предварительного смешения, без предварительного смешения (диффузионные) и частичного предварительного смешения. Диффузионные горелки дают более длинный светящийся факел. По характеру истекающих потоков горелки подразделяют на прямоточные и вихревые.

Основным элементом горелки для сжигания жидкого топлива является форсунка для распыления топлива. Различают форсунки механические, паровые и воздушные. В механических форсунках подогретое топливо под давлением 2...3 МПа пропускается через мелкие отверстия распыливающей головки. Механические форсунки компактны, но чувствительны к отклонениям от расчетных режимов работы и загрязнениям топлива. Паровые форсунки характеризуются высоким качеством распыления, но расходуют большое количество пара. Комбинированные паромеханические форсунки обеспечивают удовлетворительное распыление мазута в широком диапазоне изменения мощности форсунки (от 20 до 100 %) при существенно меньшем расходе пара. Широкое распространение находят комбинированные газомазутные горелки, предназначенные для раздельного и совместного сжигания газа и мазута. За основу создания таких горелок принимают обычные газовые горелки, в центральную часть которых устанавливают мазутную форсунку.

Для камерного сжигания пылевидного твердого топлива применяют как вихревые, так и прямоточные щелевые горелки. Принципиальные схемы вихревых горелок приведены на рис. 3.7. Наименование горелки отражает способ ввода первичного (с пылью) и вторичного воздуха.

Шлак из пылеугольных камерных топок может удаляться в твердом или жидком состоянии. Если удаляется твердый шлак, внизу камеры делается холодная воронка, а если жидкий – горизонтальный или наклонный пол с леткой для его выпуска. Поддержание вблизи пода температуры (1300...1900 К), необходимой для плавления шлака, достигается соответствующим расположением горелок. При жидком шлакоудалении повышается доля золы, выпадающей в топке, уменьшаются износ и шлакование поверхностей нагрева, но увеличивается потеря теплоты со шлаком и усложняется конструкция топки. При пылеугольных камерных топках $q_х = 0...1$ %, $q_м = 0{,}5...6$ %, $\alpha_т = 1{,}2...1{,}25$. При сжигании газового топлива эти показатели значи-

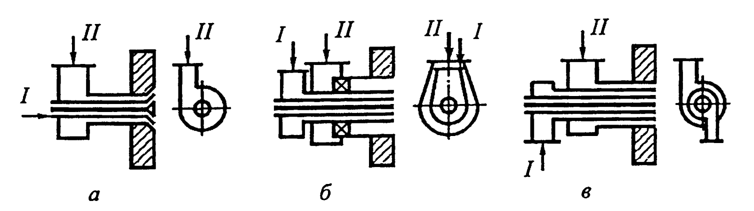



**Рис. 3.7.** Схемы пылеугольных горелок:
*а* – прямоточно-улиточная; *б* – прямоточно-лопаточная; *в* – двухулиточная: *I* – первичный воздух с пылью; *II* – вторичный воздух

тельно улучшаются, упрощается обслуживание котла, улучшаются санитарно-гигиенические условия труда. Объемная тепловая нагрузка камерных топок составляет 0,12...0,3 МВт/м$^3$.

Подготовка твердого топлива для сжигания его в камерных топках происходит в пылеприготовительных установках, в которых последовательно дробится топливо размером 10...25 мм, сушится и размалывается до частиц размером в несколько десятков или сотен микрометров. Целесообразность тонкого помола определяется соотношением между расходом энергии на размол топлива и потерями от механического недожога при сжигании и зависит от выхода летучих веществ (чем больше их в топливе, тем грубее может быть помол). Топливо сушится и размалывается в различных мельницах: шаровых барабанных, молотковых, среднеходных, мельницах-вентиляторах.

Шаровая барабанная мельница (ШБМ) представляет собой цилиндрический барабан диаметром 2...4 м и длиной 3...10 м. Барабан на 25...30 % заполнен стальными шарами диаметром 30... 50 мм. Частота вращения барабана 15...25 мин$^{-1}$. В барабан подается горячий воздух с температурой до 730 К. В ШБМ можно получать пыль любой тонкости. Шаровая барабанная мельница наиболее целесообразна для размола трудноразмалываемого топлива: антрацита, тощего топлива для котлов большой производительности. Молотковые мельницы (рис. 3.8) измельчают топливо ударами молотков-бил, шарнирно закрепленных на вращающемся роторе. Частота вращения ротора до 1000 мин$^{-1}$. Мельница устанавливается непосредственно у топки. В расположенной над мельницей шахте совмещается просушка и сепарация топлива. Тонкая пыль вместе с первичным воздухом поступает через амбразуру в топку. Изменение тонкости помола достигается регулированием количества первичного воздуха, подаваемого в мельницу. В молотковых мельницах можно размалывать большинство углей, за исключением абразивных типа антрацита и влажных ($W^р > 50$ %), а также сланцы и фрезерный торф. Такие мельницы используют с котлами производительностью более 12 т/ч (включая современные мощные).

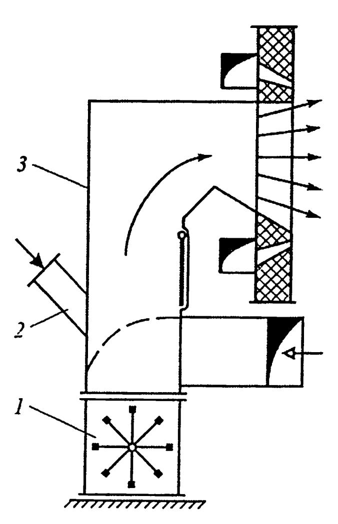



**Рис. 3.8.** Схема установки молотковой мельницы:
*1* – молотковая мельница; *2* – течка топлива; *3* – шахта

Системы пылеприготовления могут быть индивидуальными и с промежуточным бункером. В системе индивидуального пылеприготовления (рис. 3.9) пыль из бункера *1*, пройдя мельницу *2* и сепаратор *3*, вентилятором *4* подается в топку *5*. При наличии промежуточного бункера пыль поступает в него после сепаратора, где отделяется от воздуха. Работа системы индивидуального пылеприготовления связана с работой котла. При пониженных нагрузках котла мельница работает с недогрузкой, в результате значительно увеличивается доля энергии на измельчение топлива (расход энергии на холостой ход мельницы значителен). Наличие промежуточного бункера способствует увеличению надежности и экономичности работы агрегата. Шаровые барабанные мельницы применяются, как правило, в системах с промежуточным бункером, а мельницы других типов – в системах индивидуального пылеприготовления.

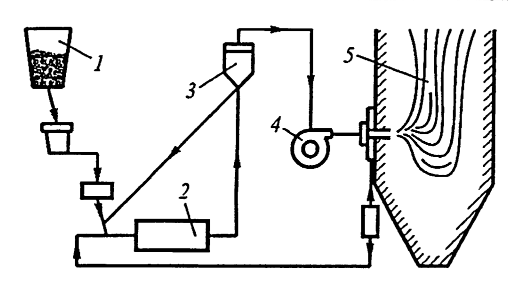


**Рис. 3.9.** Схема устройства индивидуального пылеприготовления

В циклонных топках измельченное топливо вместе с первичным воздухом подается в центральную часть топки. Вторичный воздух подводится через тангенциально расположенные сопла, и частицы топлива отбрасываются центробежными силами к стенкам камеры. Циклонные топки могут быть расположены горизонтально, вертикально или наклонно. В циклонной топке обеспечивается хорошее перемешивание топлива с воздухом, что способствует высокой объемной тепловой нагрузке топочного объема (5...7 МВт/м$^3$) и повышению до 2100 К температуры в циклонной камере, а также снижению потерь от химической и механической неполноты сгорания при низких коэффициентах избытка воздуха ($\alpha_т$ = 1,05...1,1). В циклонных топках улавливается до 90 % золы в виде жидкого шлака. Однако они отличаются повышенными расходами энергии на дутье, повышенной потерей теплоты со шлаком и меньшей, по сравнению с камерными топками, универсальностью к видам сжигаемого топлива.

## Котлы и их элементы

***Типы котлов.*** Простой цилиндрический котел (рис. 3.10, *а*) является родоначальником котлов двух типов – газо- и водотрубных, конструктивное развитие которых определялось стремлением увеличить размеры поверхности нагрева и уменьшить расход металла на единицу паропроизводительности. В газотрубных котлах поверхности нагрева увеличивались благодаря расположению внутри барабана котла жаровых (рис. 3.10, *б*) и дымогарных (рис. 3.10, *в*) труб, по которым движутся продукты сгорания. Недостатками таких котлов являются ограниченность их поверхности нагрева, а следовательно, паропроизводительности, низкое (до 1,5 МПа) давление пара и взрывоопасность вследствие большого водяного объема. В водотрубных котлах увеличение поверхности нагрева осуществлялось присоединени-

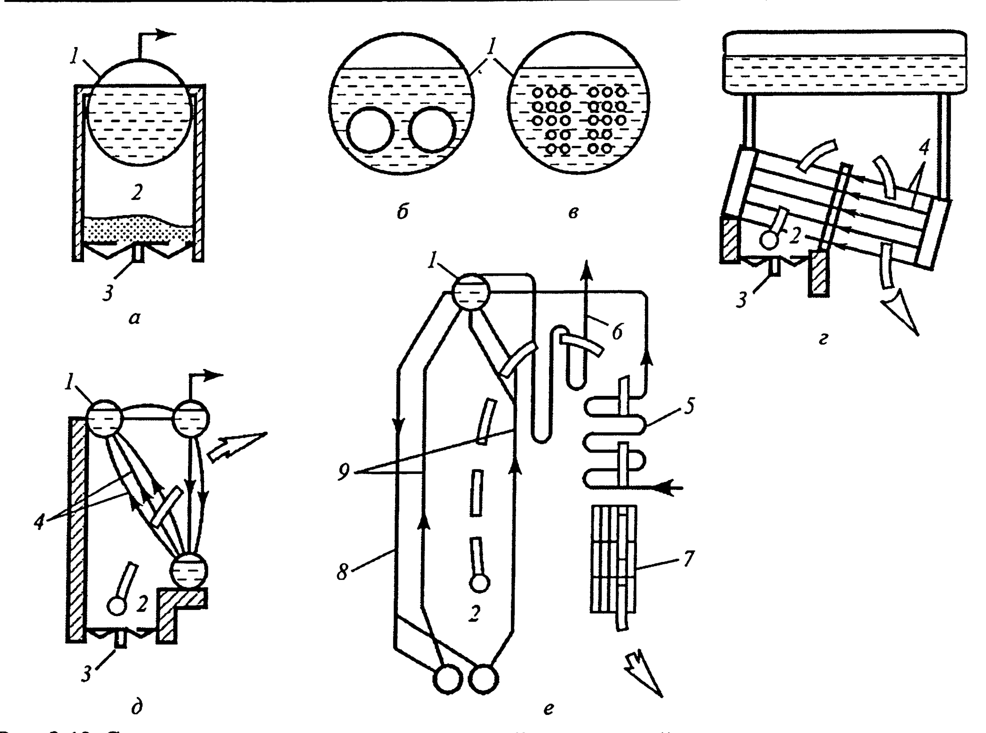



**Рис. 3.10.** Схемы паровых котлов с естественной циркуляцией:
*1* – барабан; *2* – топка; *3* – решетка; *4* – кипятильные трубы; *5* – экономайзер; *6* – пароперегреватель; *7* – воздухоподогреватель; *8* – опускные трубы; *9* – экран

ем к барабану труб извне и обогреву их газами снаружи (кипятильные трубы). В горизонтально-водотрубных котлах (рис. 3.10, *г*) кипятильные трубы расположены под углом не более 40° к горизонтальной плоскости, в вертикально-водотрубных котлах трубы расположены под большим углом к горизонтали или вертикально (рис. 3.10, *д*).

Вертикально-водотрубные котлы оказались наиболее перспективными. Они занимают значительно меньшую площадь и имеют лучшие теплотехнические показатели. Развитие их шло по пути уменьшения числа барабанов. Замена нижнего барабана коллектором привела к созданию однобарабанных котлов с развитыми радиационными поверхностями нагрева в виде экранов *9* (рис. 3.10, *е*), размещенных в камерной топке *2*.

В целях повышения экономичности котла его снабжают пароперегревателем *6*, экономайзером *5* и воздухоподогревателем *7*. Повышение температуры пара в пароперегревателе *6* способствует повышению КПД термодинамического цикла паросиловой установки. Экономайзер *5* и воздухоподогреватель *7* обеспечивают лучшее использование теплоты продуктов сгорания (снижают их температуру на выходе из котла). В экономайзере *5* происходит подогрев питательной воды перед подачей ее в барабан котла. Подогрев воздуха, подаваемого в топку для сжигания топлива, существенно улучшает процесс горения. Типичная схема однобарабанного котла (П-образной компоновки) с двумя ходами дымовых газов показана на

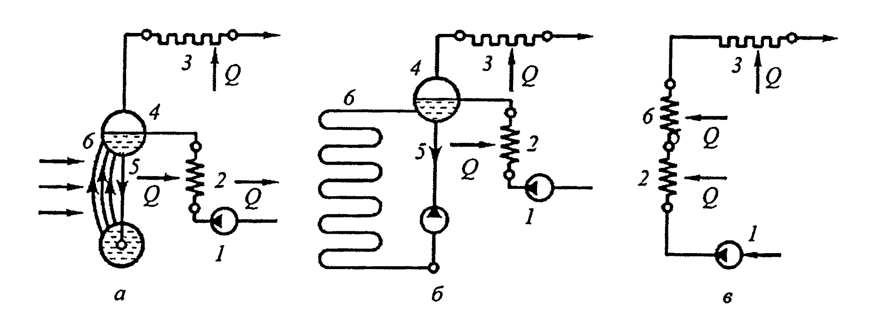



**Рис. 3.11.** Схемы движения воды, пароводяной смеси и пара в котле:
*1* – питательный насос; *2* – экономайзер; *3* – пароперегреватель; *4* – барабан; *5* – опускные трубы; *6*– обогреваемые трубы; *7* – циркуляционный насос

рис. 3.10, *е*. Восходящим ходом является экранированная камерная топка *2*, а нисходящим – экономайзер *5* и воздухоподогреватель *7*.

В зависимости от характера движения воды котлы имеют естественную циркуляцию и принудительную. Естественная циркуляция обусловлена разностью плотностей воды, заполняющей опускные трубы, и пароводяной смеси в экранах *5* (рис. 3.11, *а*). Вода в котле проходит через экономайзер *2*, барабан *4*, опускается по необогреваемым опускным трубам *5* в нижний барабан или коллектор, оттуда по обогреваемым трубам *6* пароводяная смесь поднимается в верхний барабан. В барабане *4* пар отделяется от воды и поступает в пароперегреватель *3*, а вода снова вовлекается в циркуляцию.

С повышением давления и приближением его к критическому разность плотностей воды и пара уменьшается, естественная циркуляция становится ненадежной и возникает необходимость перехода к принудительной циркуляции. В котлах с многократной принудительной циркуляцией (рис. 3.11, *б*) в циркуляционный парообразующий контур включается циркуляционный насос *7*. Кратность циркуляции (отношение массы воды, проходящей через циркуляционный контур, к массе пара, производимого в нем) в этих котлах составляет 5–10.

***Прямоточный котел*** – котел с последовательно однократным принудительным движением воды.

Прямоточные котлы (рис. 3.11, *в*) не имеют циркуляционного испарительного контура, испарительная поверхность нагрева котла является продолжением поверхности нагрева экономайзера и непосредственно переходит в пароперегреватель.

Преимуществами прямоточных котлов являются простота конструкции, малый расход металла на единицу паропроизводительности котла, возможность получения пара высокого и сверхкритического давления; недостатками – необходимость очень чистой питательной воды и полного автоматического регулирования процессов питания, горения и производительности.

Для повышения надежности работы прямоточных котлов зону окончательного испарения (переходную) выносят в область сравнительно невысоких температур газов (900...1000 К) с тем, чтобы возможные отложения солей в трубах не приводили к их перегреву до опасных пределов. Первый прямоточный котел системы Л.К. Рамзина был создан в СССР в 1932 г.

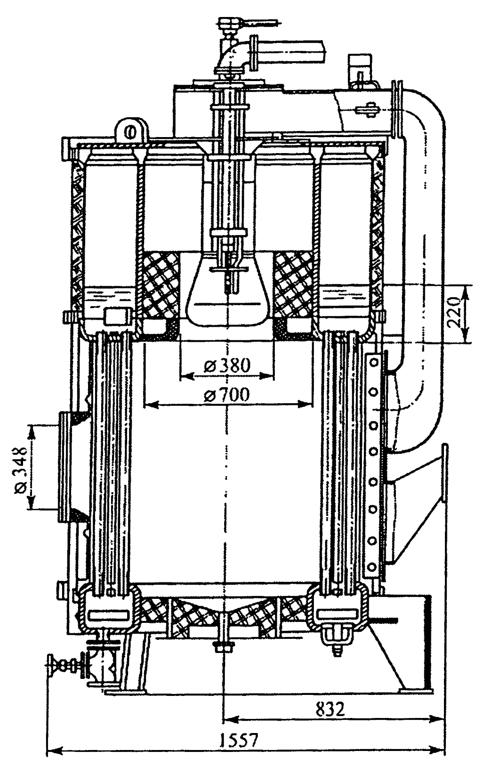



**Рис. 3.12.** Схема котла МЗК-7А

В настоящее время мощные паровые котлы тепловых электростанций в основном прямоточные. Паровые котлы характеризуются паропроизводительностью, давлением, температурой пара и питательной воды, а водогрейные котлы – теплопроизводительностью, температурой и давлением подогретой воды. Паровые котлы стандартизированы (ГОСТ 3619–82) и изготовляются следующих основных типов: Пр – с принудительной циркуляцией, паропроизводительностью 0,16...1 т/ч на абсолютное давление насыщенного пара 0,9 МПа; Е – с естественной циркуляцией, паропроизводительностью 0,25...820 т/ч на абсолютное давление пара 0,9...13,8 МПа и температуру 225...833 К; П – прямоточные, паропроизводительностью 670...3950 т/ч на абсолютное давление пара 13,8...25 МПа и температуру 818 К.

На рис. 3.12 приведена схема вертикально-водотрубного котла МЗК-7А с естественной циркуляцией, производительностью 1 т/ч насыщенного пара давлением 0,8 МПа. Трубная система котла состоит из верхнего и нижнего кольцевых коллекторов, соединенных тремя рядами прямых вертикальных труб, расположенных по концентрическим окружностям, из которых два ряда установлены в шахматном порядке и образуют конвективный пучок, а один ряд (внутренний) образует экран цилиндрической топочной камеры. Котел поставляется в собранном виде вместе с вспомогательным оборудованием. Котел работает на природном газе или дизельном топливе. На рис. 3.13 представлена схема вертикально-водотрубного паро-

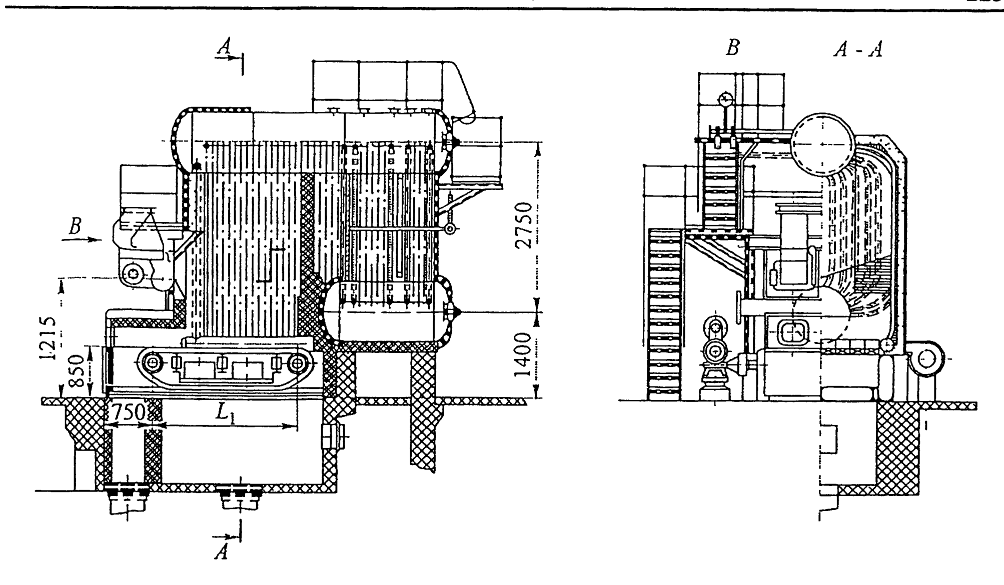



**Рис. 3.13.** Схема котла типа Е (ЕК)

го котла типа Е (КЕ) производительностью до 10 т/ч со слоевой механической топкой, предназначенного для выработки насыщенного или перегретого пара для технологических нужд, систем отопления и горячего водоснабжения. Основными элементами котлов типа Е (ЕК) являются: верхний и укороченный нижний барабаны, боковые экраны и конвективный пучок. В котлах производительностью 4; 6,5 и 10 т/ч устанавливаются топочные устройства типа ТЛЗМ с пневматическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода. На рис. 3.14 приведена схема газомазутного котла типа Е (ЕД) производительностью до 25 т/ч. В отличие от котла Е (КЕ) топочная камера размещена сбоку от конвективного пучка, отделенного от топочной камеры газоплотной перегородкой, в задней части которой имеется окно для выхода газов в пучок. В конвективном пучке размещаются продольные ступенчатые перегородки, направляющие поток газов.

Мощные паровые котлы строят с экранированными камерными топками как с естественной или многократной принудительной циркуляцией, так и прямоточны-

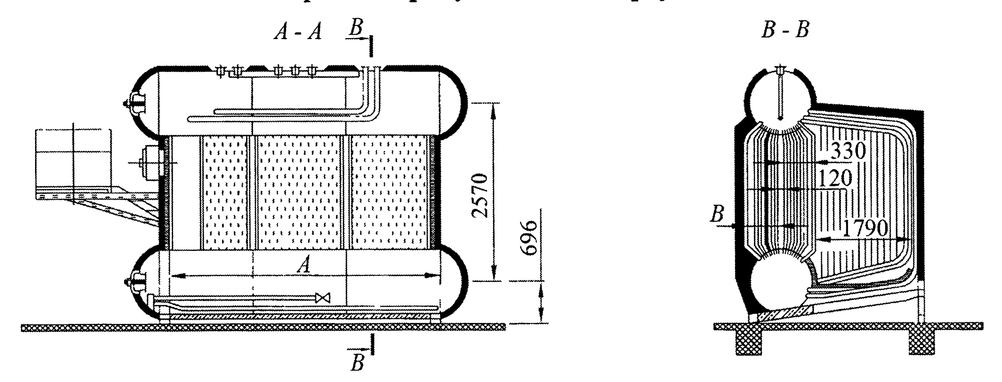



**Рис. 3.14.** Схема котла типа Е (ЕД)

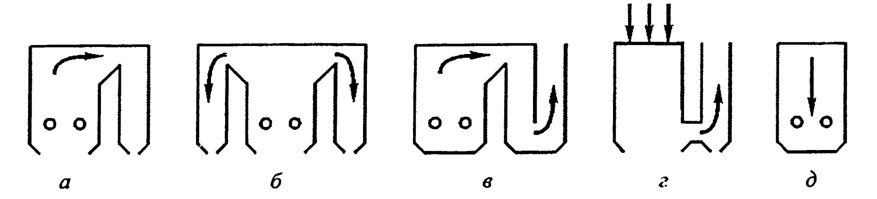



**Рис. 3.15.** Схемы компоновки котлов:
*а* – П-образная; *б* – Т-образная; *в* – трехходовая с U-образными конвективными шахтами; *г* – с инверторной топкой; *д* – башенная

ми. Схемы компоновок элементов котлов показаны на рис. 3.15. Наибольшее распространение имеет П-образная компоновка (рис. 3.15, *а*). Преимуществом такой компоновки является подача топлива в нижнюю часть топки и вывод продуктов сгорания из нижней части конвективной шахты, недостатком – неравномерное заполнение газами топки и верхней части агрегата. Т-образная компоновка с двумя конвективными шахтами (рис. 3.15, *б*) позволяет уменьшить глубину и высоту горизонтального газохода, но усложняет конструкцию. Трехходовая компоновка с U-образными конвективными шахтами (рис. 3.15, *в*) применяется при верхнем расположении дымососов. Башенную компоновку (рис. 3.15, *д*) имеют котлы, работающие на газе и мазуте, при этом используется естественная тяга газоходов.

На рис. 3.16 показана П-образная компоновка котла Е-50-1,4-250 КБДТ с естественной циркуляцией. Котел предназначен для получения насыщенного пара давлением 1,4 МПа или перегретого пара того же давления с температурой 523 К. На рис. 3.17 представлена схема энергетического котла Пп-1650-225 (П-57Р) большой мощности для работы в блоке с турбиной 500 МВт. Котел – прямоточный, рассчитанный на сверхкритические параметры, Т-образной компоновки. Производительность котла 1650 т/ч, давление пара 25 МПа, температура пара высокого давления 818 К, температура пара промышленного перегрева 815 К.

В котлах-утилизаторах используется теплота дымовых газов, отходящих от различных промышленных печей и технологических установок. Топки в таких котлах отсутствуют. В зависимости от температуры отходящих газов котлы-утилизаторы подразделяют на низкотемпературные (менее 1100...1200 К) и высокотемпературные (1300...1500 К). Их паропроизводительность до 100 т/ч (ГОСТ 22530–77) при давлении пара до 3,9 МПа. Котлы-утилизаторы имеют естественную или принудительную циркуляцию с расположением поверхностей нагрева, аналогичным в энергетических котлах. Если в отходящих газах технологических установок содержатся некоторые горючие составляющие, то для рационального использования отходов котлы-утилизаторы дополняются камерами дожигания.

В энерготехнологических установках технологические и энергетические элементы объединены так, что их раздельная работа невозможна. Энерготехнологические установки позволяют значительно повысить технологическую и энергетическую эффективность всего комплекса переработки сырья. В качестве примера на рис. 3.18 показана схема энерготехнологической установки, предназначенной для обжига колчедана *2* в кипящем слое *1*. В кипящем слое обжигаемого материала установлены

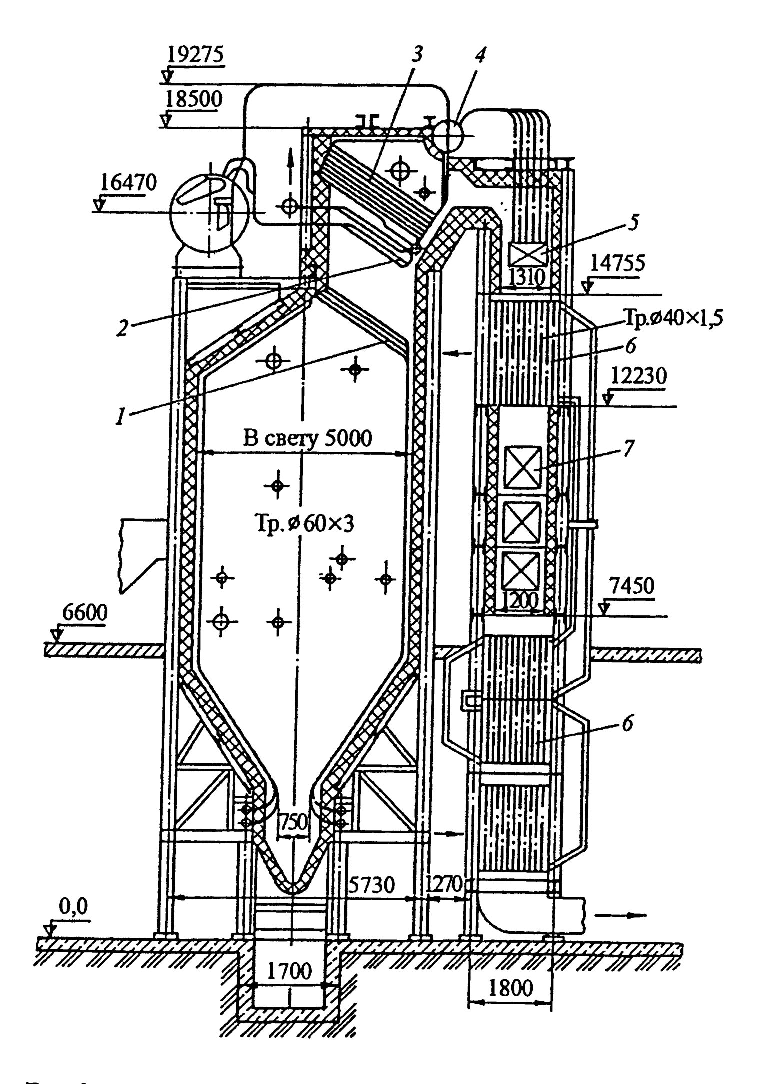



**Рис. 3.16.** Схема котла Е-50-1,4-250 КБДТ:
*1* – фестон; *2* – пароперегреватель; *3* – конвективная поверхность нагрева; *4* – дополнительный барабан; *5* – стальной экономайзер; *6* – воздухоподогреватель; *7* – чугунный экономайзер

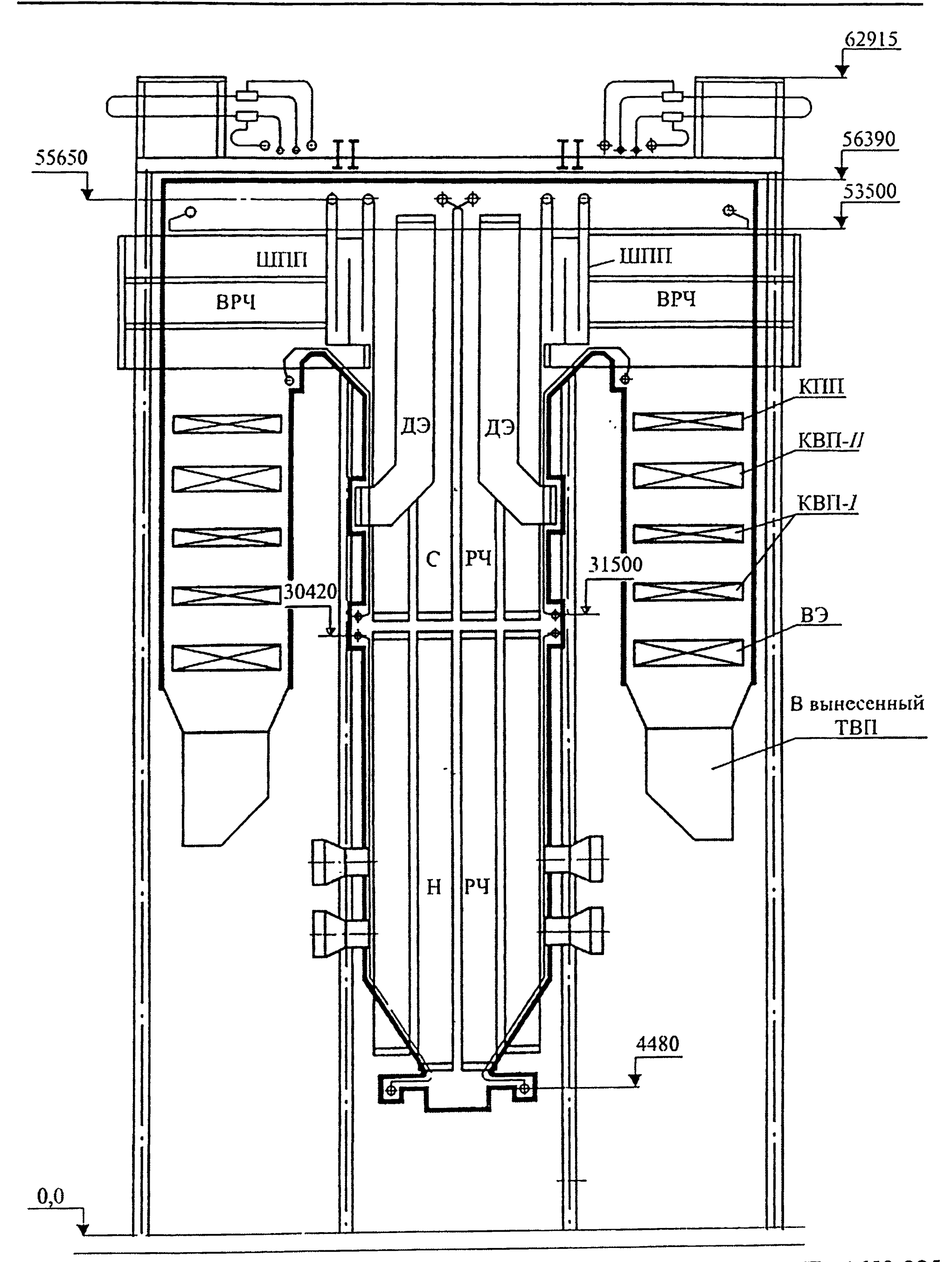



**Рис. 3.17.** Продольный разрез прямоточного котла Т-образной компоновки Пп-1650-225 (П-57Р):

НРЧ, СРЧ, ВРЧ – соответственно нижняя, средняя, верхняя радиационные части; ШПП – ширмовой пароперегреватель; ДЭ – двухсветные экраны; КВП – конвективный вторичный пароперегреватель; ВЭ – экономайзер; ТВП – трубчатый воздухоподогреватель; КПП – конвективный пароперегреватель высокого давления

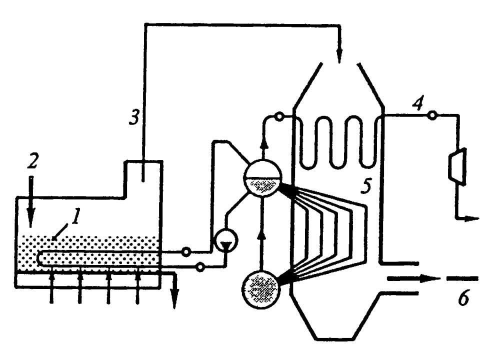



**Рис. 3.18.** Схема энерготехнологической установки для обжига колчедана в кипящем слое

испарительные поверхности нагрева, которым передается избыточное количество теплоты, в результате чего обеспечивается бесшлаковая работа слоя. Поверхности нагрева, работающие с высоким коэффициентом теплоотдачи [250...350 Вт/(м$^2$·К)], объединены с котлом *5*, использующим теплоту отходящих газов *3*. Газы *6* поступают в технологические аппараты для дальнейшей переработки, а полученный пар *4* направляется в турбину *7* для выработки электроэнергии и на технологические нужды.

В водогрейных котлах вода подогревается до 470 К. Чугунные котлы при небольшой производительности (1,2...1,6 МВт) предназначаются для подогрева воды до 390 К с давлением до 0,3...0,4 МПа. Теплопроизводительность стальных котлов от 4,75 до 210 МВт.

Пароводогрейные котлы позволяют одновременно получать горячую воду и пар давлением 0,7...2 МПа.

***Основные элементы котла.*** Парообразующими поверхностями нагрева большинства котлов служат экраны, расположенные в топке (рис. 3.19), и котельные пучки. Экраны представляют собой ряд панелей с параллельно включенными вертикальными подъемными трубами, соединенными между собой коллекторами. В настоящее время широко применяются газоплотные оребренные и ошипованные экраны. В современных мощных котлах конвективной парообразующей поверхностью нагрева является разводка труб заднего экрана (фестон). Парообразующие поверхности изготовляют из труб диаметром 30...83 мм и коллекторов. Барабаны котлов выполняют диаметром 1,2...1,8 м при длине до 18 м.

Доля парообразующей поверхности нагрева в общей поверхности нагрева котла уменьшается с увеличением давления пара, а при критическом и закритическом давлениях пара парообразующие поверхности нагрева отсутствуют.

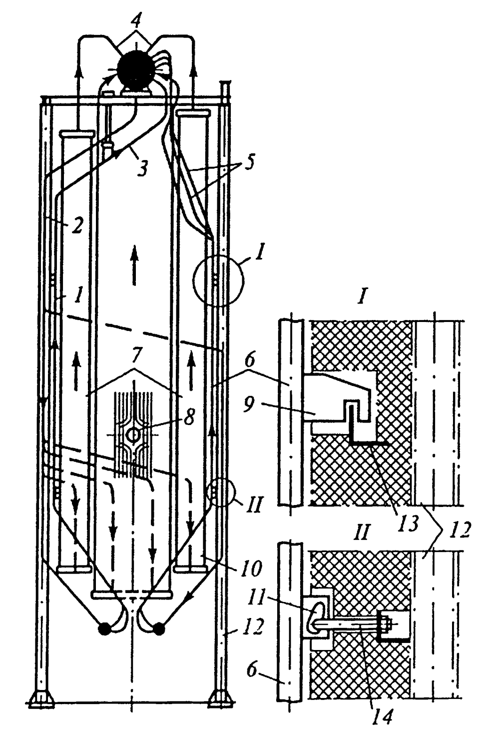



**Рис. 3.19.** Схема экранов барабанного котла: *1* – фронтовой экран; *2*, *3* и *4* – опускные, потолочные и отводящие трубы соответственно; *5* – фестон; *6* и *7* – задний и боковые экраны; *8* – разводка труб в месте расположения амбразур; *9* – опорный крюк; *10* – холодная воронка; *11* – плавник; *12*– каркас; *13* – полка; *14* – натяжной потолок

В таких котлах примерно 35 % теплоты затрачивается на подогрев воды до температуры фазового перехода и 65 % на перегрев пара.

***Пароперегреватель*** – устройство для повышения температуры пара выше температуры насыщения, соответствующей давлению в котле.

Пароперегреватели по способу тепловосприятия подразделяют на конвективные, расположенные в газоходе в зоне низких температур, и радиационные, находящиеся в топке или газоходе в виде ширм и настенных экранов. Конвективные пароперегреватели изготовляют в виде змеевиков из стальных труб с наружным диаметром 28...42 мм. Схемы включения пароперегревателей в зависимости от направления движения газов и пара могут быть прямоточными (рис. 3.20, *а*), противоточными (рис. 3.20, *б, в*) и смешанными (рис. 3.20, *г*). Температура перегрева пара регулируется перепуском части газов мимо пароперегревателя, и в пароохладителях смешением перегретого пара с насыщенным и впрыскиванием воды в пар до и после пароперегревателя.

***Экономайзер*** – устройство, обогреваемое продуктами сгорания топлива и предназначенное для подогрева или частичного парообразования воды, поступающей в котел.

Экономайзеры могут быть некипящего и кипящего типов. Экономайзеры кипящего типа, как правило, устанавливают на котлах низкого давления. В экономайзерах кипящего типа до 20 % воды превращается в пар. Экономайзеры изготовляют из стали или чугуна. Чугунные экономайзеры выпускают только некипящими. Стальные выполняют в виде горизонтальных змеевиков из труб диаметром 28...42 мм (рис. 3.21), чугунные набирают из отдельных ребристых труб. В экономайзерах всех типов вода движется только снизу вверх, чтобы образующиеся пузырьки растворенного в воде воздуха и газов не оказывали сопротивления движению воды.

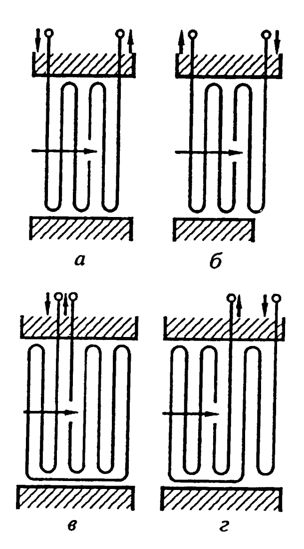


**Рис. 3.20.** Схемы включения пароперегревателей

Температура воды при входе в экономайзер должна быть выше температуры точки росы дымовых газов (на ~ 10 К), чтобы исключалась возможность конденсации водяных паров, входящих в состав дымовых газов, и связанной с этим коррозии.

***Воздухоподогреватель*** – устройство для подогрева воздуха продуктами сгорания топлива перед подачей в топку котла.

Воздухоподогреватели подразделяют на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативном воздухоподогревателе теплота дымовых газов передается воздуху через разделяющую их стенку. Наиболее широкое распространение получили трубчатые рекуперативные воздухоподогреватели. На рис. 3.22 показан куб такого воздухоподогревателя. Он состоит из двух металлических листов (трубные доски), в которые в шахматном порядке вварены трубы. Продукты сгорания движутся внутри труб, а воздух омывает их снаружи, что облег-

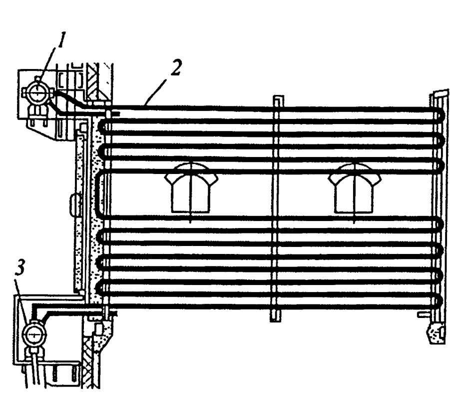



**Рис. 3.21.** Схема экономайзера:
*1* и *3* – выходная и входная камеры;
*2* – змеевик

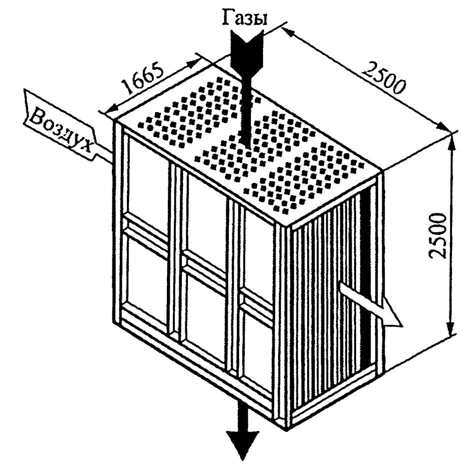



**Рис. 3.22.** Куб трубчатого рекуперативного воздухонагревателя

чает очистку воздухоподогревателя от летучей золы. По воздушному тракту подогреватель может быть одноходовым и многоходовым.

В регенеративном воздухоподогревателе теплота передается через металлическую насадку, которая периодически нагревается горячими газами и охлаждается потоком холодного воздуха. Регенеративный воздухоподогреватель, показанный на рис. 3.23, имеет барабан с набивкой из тонких гофрированных стальных листов, заключенный в корпус. К корпусу присоединены воздушный и газовый короба. При частоте вращения 2...5 мин$^{-1}$ барабан попеременно проходит через газовый и воздушный потоки. Преимуществами регенеративного воздухоподогревателя являются его компактность и малая металлоемкость, недостатками – большая сложность конструкции, трудность создания надежных уплотнений *5*.

Для предупреждения выпадения влаги и коррозии температура воздуха на входе в воздухоподогреватель должна быть на 5...10 К выше температуры точки росы дымовых газов, что достигается рециркуляцией части горячего воздуха или предварительным подогревом.

***Обмуровка котла*** – система огнеупорных и теплоизоляционных ограждений или конструкций котла, предназначенная для уменьшения тепловых потерь и обеспечения газовой плотности.

Обмуровка котла обеспечивает его гидравлическую и тепловую изоляцию от внешней среды. Температура на наружной поверхности обмуровки не должна превышать 328 К. Обмуровку современных котлов выполняют из красного огнеупорного кирпича, огнеупорных плит, изоляционных материалов, металлических скрепляющих частей, уплотняющих обмазок, металлической обшивки.

В зависимости от конструкции обмуровки подразделяют на тяжелую (толщиной 500...600 мм), опирающуюся на фундамент, облегченную (толщиной 200...500 мм), закрепляемую на каркасе котла, и легкую (толщиной 100...200 мм), закрепляемую на трубах котла.

Котлы снабжают приборами и приспособлениями, обеспечивающими его нормальную работу: манометрами, предохранительными клапанами, обратными кла-

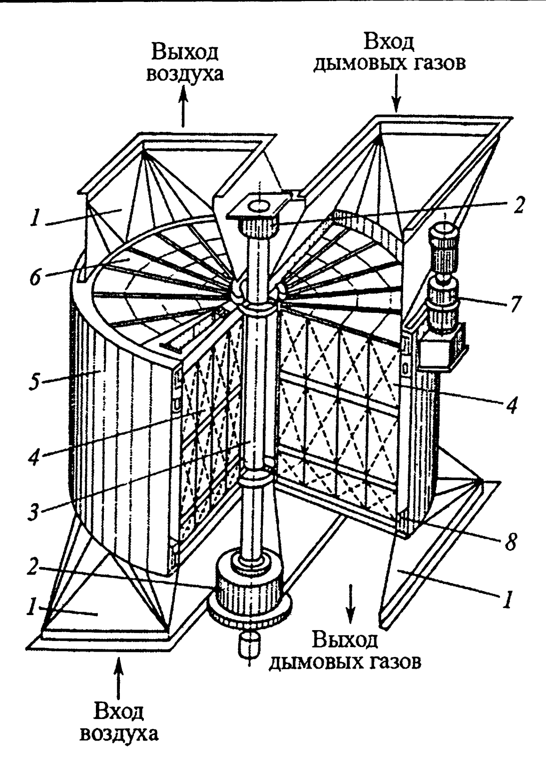



**Рис. 3.23.** Схема регенеративного воздухонагревателя:
*1* – короб; *2* – подшипник; *3* – вал; *4* – набивка; *5* – корпус;
*6* – барабан; *7* – электродвигатель; *7* – уплотнение

панами, запорными вентилями, водоуказательными стеклами, продувочными и водопробными кранами и т. п., а также гарнитурой: лазами, дверцами, гляделками, затворами шлаковых и зольных воронок, дымовыми заслонками, обдувочными аппаратами и т. п.

## Тепловой и эксергетический балансы и тепловой расчет котла

***Энергетический (тепловой) баланс котла.*** Тепловой баланс работающего котла составляется на основе результатов тепловых испытаний в целях анализа эффективности работы котла и определения его КПД. При тепловом расчете проектируемого котла тепловой баланс составляется на 1 кг твердого (жидкого) топлива или на 1 м$^3$ газообразного (при 273 К и 0,1 МПа) на основе нормативных данных для определения расхода топлива. Уравнение теплового баланса (в Дж/кг) имеет вид

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{уг}} + Q_{\text{х}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{н.о}} + Q_{\text{ф.ш}},$$

где $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$ – располагаемая (внесенная в топку) теплота; $Q_{\text{пол}}$ – теплота, использованная для выработки пара; $Q_{\text{уг}}$, $Q_{\text{х}}$, $Q_{\text{м}}$, $Q_{\text{н о}}$ и $Q_{\text{ф.ш}}$ – потери теплоты соответственно с уходящими газами, от химической и механической неполноты сгора-

ния, от наружного охлаждения и с физической теплотой шлаков.

На рис. 3.24 приведена схема теплового баланса котла при наличии воздухоподогревателя. Теплота $Q_{вп}$ дымовых газов, отдаваемая воздуху в воздухоподогревателе и вносимая обратно в топку с нагретым воздухом, показана в виде замкнутого потока, вследствие чего ее в тепловом балансе не учитывают.

Отношение полезно использованной в котле теплоты к располагаемой представляет КПД котла брутто

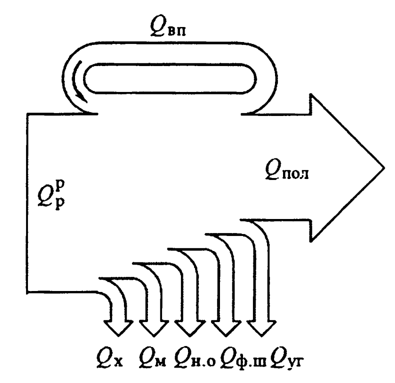



**Рис. 3.24.** Схема теплового баланса котла

$$\eta_{бр} = Q_{пол} / Q^р_р = 1 - (Q_{у.г} + Q_х + Q_м + Q_{н.о} + Q_{ф.ш}) / Q^р_р$$

или в процентах

$$\eta_{бр} = 100 - (q_{у.г} + q_х + q_м + q_{н.о} + q_{ф.ш}).$$

Коэффициент полезного действия котельной установки, учитывающий расходы котла на собственные нужды (привод насосов, вентиляторов, дымососов и т. п.) и равный ~ 4 %, называется КПД нетто. Располагаемая теплота

$$Q^р_р = Q^р_н + Q_{ф.в} + Q_{ф.т},$$

где $Q_{ф.в}$ и $Q_{ф.т}$ – количество теплоты, внесенное соответственно с подогретым вне котла воздухом и топливом (физическая теплота).

В большинстве случаев физическая теплота слишком мала, поэтому располагаемая теплота определяется только теплотой сгорания топлива так, что $Q^р_р = Q^р_н$. Полезно используемая теплота

$$Q_{пол} = D(h_{пе} - h_{п.в}) / B,$$

где $D$ – расход пара, кг/с; $h_{пе}$ и $h_{п.в}$ – энтальпии перегретого пара и питательной воды, кДж/кг; $B$ – расход топлива, кг/с.

Потери с уходящими газами

$$Q_{у.г} = h_{у.г} - h_в, \tag{3.17}$$

где $h_{у.г}$ и $h_в$ – энтальпия уходящих газов и холодного воздуха.

Потери с уходящими газами (6...15 %) зависят от избытка воздуха в топке и температуры газов. При проектировании котлов температуру уходящих газов принимают равной 390...450 K, потери от химической и механической неполноты сгорания топлива и во внешнюю среду задают в соответствии с нормами теплового расчета.

При эксплуатации котлов потери от химической неполноты сгорания (0...2 %) находят по содержанию в дымовых газах продуктов неполного сгорания ($CO$, $H_2$, $CH_4$, $C_mH_n$), определяемому на основе химического анализа дымовых газов. Поте-

ри от механической неполноты сгорания (1...12 %) оценивают по содержанию горючих веществ в шлаке и золе. Потери от наружного охлаждения (0,5...3 %) зависят от производительности котла, температуры наружных стен котла и окружающего воздуха. Потери с физической теплотой шлаков зависят от количества удаляемых из котла шлаков, их теплоемкости и температуры. В большинстве случаев они незначительны, но при жидком шлакоудалении они увеличиваются до 1...5 %.

***Эксергетический баланс котла.*** Коэффициент полезного действия котла, полученный на основе теплового баланса, учитывает лишь потери энергии в установке и не отражает качественных изменений, сопровождающих реальные необратимые процессы. При необратимых процессах в соответствии со вторым законом термодинамики происходит обесценивание энергии, т. е. потеря ею способности передаваться в форме работы. Оценка эффективности работы котла с точки зрения второго закона термодинамики может быть осуществлена на основе баланса эксергии. Эксергия

$$Э = (h - h_0) - T_0(S - S_0), \qquad (3.18)$$

где $h$ и $h_0$, $S$ и $S_0$ – соответственно энтальпия и энтропия рабочего тела в исходном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой; $T_0$ – температура окружающей среды.

Эксергия теплоты

$$Э_q = \int (1 - T_0 / T)\, dQ. \qquad (3.19)$$

Эксергетический КПД котла

$$h_э = Э_{пол} / Э_р = 1 - \Sigma Э_i / Э_р, \qquad (3.20)$$

где $Э_{пол}$ – полезно использованная эксергия; $Э_р$ – располагаемая эксергия; $\Sigma Э_i$ – потери эксергии вследствие необратимости процессов (горения, теплообмена; смешения и т. п.).

Располагаемая эксергия в котле

$$Э_р = Э_т + Э_в,$$

где $Э_т$ и $Э_в$ – эксергия топлива и воздуха, поступающих в топку.

Полезно использованной эксергией является изменение эксергии питательной воды ($Э_{п.в}$) при превращении ее в перегретый пар ($Э_{пе}$).

Потери эксергии при горении

$$Э_г = Э_т + Э_в - Э_{п.с},$$

где $Э_{п.с}$ – эксергия продуктов сгорания в топке при адиабатной температуре.

Потери эксергии при теплообмене

$$\Delta Э_т = (Э_1' - Э_1'') - (Э_2' - Э_2'')\Delta Э_1 - \Delta Э_2,$$

где $\Delta Э_1$ – уменьшение эксергии греющего теплоносителя (продуктов сгорания); $\Delta Э_2$ – увеличение эксергии нагреваемого теплоносителя (воды и пара). Потери эксергии при смешении потоков, например, при подсосе воздуха

$$\Delta Э_{см} = (Э_1 - Э_2) - Э_{см},$$

где $Э_1$ и $Э_2$ – эксергии смешивающихся потоков; $Э_{см}$ – эксергия смеси.

Потери эксергии при охлаждении и с отходящими газами определяются по уравнениям (3.18) и (3.19).

Анализ показывает, что энергетический (тепловой) КПД котла существенно отличается от эксергетического. Если энергетический КПД котла равен ~ 90 %, то его эксергетический КПД составляет только ~ 45 %. Основной потерей теплоты по энергетическому балансу является потеря с уходящими газами (более 7 %), которая по эксергетическому балансу составляет лишь ~ 1 %. Основными потерями по эксергетическому балансу являются потери от неравновесности процессов горения и теплообмена (~ 25 % каждая). Уменьшению потерь по эксергетическому балансу (при горении и теплообмене) способствуют увеличение подогрева воздуха и повышение параметров пара.

***Тепловой расчет котла.*** Тепловой расчет котла основан на расчете процессов теплообмена в элементах котла. Применяемые на практике два вида теплового расчета (конструктивный и поверочный) имеют общую методику. Различие этих видов расчетов состоит лишь в целях и характере искомых величин. При конструктивном расчете определяют размеры топки и поверхностей нагрева котла, необходимые для получения требуемых паропроизводительности, параметров пара, КПД и расхода топлива. При поверочном расчете (определенной конструкции котла и известных размеров поверхностей нагрева) находятся температуры воды, пара, воздуха и газов на границе между отдельными поверхностями нагрева, а также КПД и расход топлива.

Расчет теплообмена в топке основан на приложении теории подобия к экспериментальным данным, полученным при исследовании работы топок. Температура газа на выходе из топки

$$T_т'' = T_а / M\left(\frac{5{,}76\psi A_{ст} a_т T_а^3}{10^8 \varphi B_р v_г c_г}\right)^{0{,}6}, \quad (3.21)$$

где $T_а$ – адиабатная (теоретическая) температура сгорания топлива, К; $M$ – коэффициент, зависящий от типа топки; $\psi$ – коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева; $a_т$ – степень черноты топки; $\varphi$ – удельный коэффициент сохранения теплоты топкой; $B_р$ – расход топлива, кг/с; $v_г$ и $c_г$ – объем [м³/кг] и теплоемкость [кДж/(м³ · К)] продуктов сгорания.

Площадь лучевоспринимающей поверхности (в м²) топочной камеры

$$A_{ст} = \frac{B_р(Q_т - h_т'')\varphi}{5{,}76 \cdot 10^{-8}\psi M T_т'' T_а^3}\sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left[\frac{T_а}{T_т''} - 1\right]^2}, \quad (3.22)$$

где $h_т''$ – энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/кг.

Параметры, входящие в выражения (3.21) и (3.22), рассчитывают по специальной методике.

Для расчета конвективных поверхностей нагрева (пароперегревателей, экономайзеров и т. п.) определяют теплоту, отданную продуктами сгорания,

$$Q = \varphi(h' - h'' + \Delta\alpha\, h_в^0); \qquad (3.23)$$

теплоту, воспринимаемую обогреваемой средой (вода, пар и т. п.),

$$Q = D(h_{вых} - h_{вх}) / B_р; \qquad (3.24)$$

теплоту, воспринимаемую поверхностью нагрева,

$$Q = k\Delta TA / B_р, \qquad (3.25)$$

где $\varphi$ – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери в окружающую среду; $h'$ и $h''$ – энтальпия газа соответственно на входе и выходе от поверхности нагрева; $\Delta\alpha\, h_в^0$ – теплота, вносимая присасываемым воздухом из котельной; $h_{вых}$ и $h_{вх}$ – энтальпия обогреваемой среды соответственно на входе и выходе от поверхности нагрева; $\Delta T$ – усредненный температурный напор, К; $A$ – площадь поверхности нагрева, м$^2$; $k$ – коэффициент теплопередачи, кВт/(м$^2 \cdot$ К).

Усредненный температурный напор (разность температур греющей и нагреваемой среды) находится по уравнению (2.132). В зависимости от целей расчета уравнение (3.25) решается относительно $Q$ или $A$.

## Вспомогательные системы и устройства котельных установок

***Водоподготовка и водный режим котлов.*** Котлы питаются смесью конденсата, поступающего от потребителей пара, и добавочной воды, покрывающей потери конденсата (до 40...60 %). В качестве добавочной воды используется обработанная природная вода, которая содержит то или иное количество вредных для работы котла примесей (растворенных солей и газов и нерастворенных взвешенных веществ). Наиболее вредными являются соли жесткости (различные соединения кальция и магния, растворимость которых в воде незначительна) и коррозионно-активные газы (кислород и диоксид углерода). Соли жесткости, оседая на поверхностях нагрева, создают плотный слой накипи. Вещества, кристаллизующиеся в объеме воды, образуют взвешенные в ней частицы – шлам. Теплопроводность накипи (0,1...0,2 Вт/(м · К)) во много раз меньше теплопроводности металла, поэтому даже при малом слое накипи резко ухудшается теплопередача от газов к воде и повышается температура стенок труб. Это, в свою очередь, ведет к снижению экономичности котла в результате повышения температуры уходящих газов и понижению прочности металлических стенок поверхностей нагрева.

Для предотвращения отложения накипи природную воду предварительно подвергают специальной обработке: осветлению – удалению механических примесей отстаиванием и фильтрованием; умягчению – удалению накипеобразователей и деаэрации – удалению растворенных в воде газов.

В процессе парообразования концентрация солей воды, находящейся в объеме котла, увеличивается. Для поддержания ее на одном уровне, исключающем выпа-

дение солей из раствора, применяют непрерывную или периодическую продувку, при которой из барабана котла выводится некоторая часть воды с большой концентрацией солей. Для котлов малой производительности используется лишь внутрикотловая обработка воды, при которой в питательную воду добавляются химические вещества – антинакипины, вступающие в реакцию с солями и способствующие выпадению их в виде шлама, удаляемого продувкой.

Для уменьшения уноса солей с паром и нежелательного отложения их в трубах пароперегревателя и проточной части турбины применяют сепарацию пара в специальных устройствах барабана котла, обеспечивающих отделение капель воды от пара.

***Тягодутьевые устройства.*** Для отвода из котельной установки продуктов сгорания и преодоления сопротивления газового тракта применяют устройства для создания тяги. Тяга может быть естественной и искусственной. Естественная тяга $\Delta p$ осуществляется с помощью дымовой трубы высотой $H$ за счет разности плотностей атмосферного воздуха $\rho_в$ и горячих газов $\rho_г$ в дымовой трубе так, что $\Delta p = Hg(\rho_в - \rho_г)$.

В установках с большим гидравлическим сопротивлением газового тракта, когда дымовая труба не обеспечивает естественной тяги, применяют искусственную тягу, устанавливая дымососы за котлом (после золоуловителя). Разрежение, создаваемое дымососом, определяется гидравлическим сопротивлением газового тракта и необходимостью поддерживать разрежение в топке, равное 20...30 Па. В небольших котельных установках разрежение, создаваемое дымососом, составляет 1...2 кПа, а в мощных – 2,5...3 кПа.

Для подачи воздуха в топку и преодоления гидравлического сопротивления воздушного тракта (воздуховодов, воздухоподогревателя, слоя топлива или горелок) перед воздухоподогревателем устанавливают вентиляторы. Сопротивление воздушного тракта котла малой производительности составляет 1...1,5 кПа, большой – 2...2,5 кПа. Производительность, м³/ч, дутьевого вентилятора

$$Q_в = 1{,}05B_р(\alpha_т + \Delta\alpha_{ут} - \Delta\alpha_т)V_в^{\circ}T_{х.в} / 273$$

и дымососа

$$Q_г = 1{,}05B_рV_{уг}T_{у.г} / 273,$$

где $B_р$ – расход топлива, кг/ч; $V_в$ – теоретический расход воздуха, м³/кг; $T_{х.в}$ и $T_{у.г}$ – температура холодного воздуха и уходящих газов, К; $\alpha_т$ – коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_{у.т}$ – утечки горячего воздуха в тракте; $\Delta\alpha_т$ – присос холодного воздуха в топке; $V_{у.г}$ – расход уходящих газов.

Мощность, кВт, вентилятора или дымососа

$$N = Q\Delta p / (3600 \cdot 10^3\eta), \tag{3.26}$$

где $\Delta p$ – гидравлический напор, Па; $\eta$ – КПД вентилятора или дымососа, для современных машин $\eta = 0{,}7...0{,}75$.

***Автоматическое регулирование котельных установок.*** Система автоматического регулирования котельных установок обеспечивает изменение производительности установки при сохранении заданных параметров (давления и температуры пара) и максимального КПД установки. Кроме того, повышает безопасность, надежность и экономичность работы котла, сокращает число обслуживающего персонала и облегчает условия его труда. Автоматическое регулирование котла

включает в себя регулирование подачи воды, температуры перегретого пара и процесса горения. При регулировании питания котла обеспечивается соответствие между расходами воды, подаваемой в котел, и вырабатываемого пара, что характеризуется постоянством уровня воды в барабане. Работа котельных установок должна быть надежной, экономичной и безопасной для обслуживающего персонала. Для выполнения этих требований котельные установки эксплуатируются в соответствии с инструкциями, составленными на основе правил Госгортехнадзора, с учетом местных условий и особенностей оборудования.

Котел должен быть оборудован необходимым количеством контрольно-измерительных приборов, автоматической системой регулирования важнейших параметров котла, защитными устройствами, блокировкой и сигнализацией. Режимы работы котла должны соответствовать режимной карте, в которой указываются рекомендуемые технологические и экономические показатели его работы: параметры пара и питательной воды, содержание $RO_2$ в газах, температура и разрежение по газовому тракту, коэффициент избытка воздуха и т. п. Большинство современных котельных установок полностью автоматизированы. При нарушении нормальной работы котла вследствие неисправностей, которые могут привести к аварии, он должен быть немедленно остановлен. Капитальный ремонт котлов производится через каждые два-три года. Котел периодически подвергается техническому освидетельствованию: наружный осмотр (не реже одного раза в год), внутренний осмотр (не реже одного раза в четыре года), гидравлическое испытание (не реже одного раза в восемь лет).

## Защита окружающей среды от вредного воздействия продуктов сгорания топлива

При сжигании топлива образуется ряд токсичных продуктов, вредных для человека и окружающей среды. Из всех образующихся при горении органического топлива веществ безопасными для живого организма являются лишь водяные пары, азот, диоксид углерода и кислород. Остальные – оксиды серы ($SO_2$ и $SO_3$), азота ($NO$ и $NO_2$), углерода ($CO$), ванадия ($V_2O_5$), сажа, копоть – вредные вещества. В дымовых газах находится 2...5 % серного ангидрида ($SO_3$) от общего количества сернистого ангидрида ($SO_2$), который получается при сжигании топлива. При взаимодействии $SO_3$ с водяными парами атмосферного воздуха образуются пары серной кислоты, которая является токсичным и коррозийно-агрессивным веществом. В табл. 3.5 приведены данные по предельно допустимой концентрации (ПДК) вредных веществ, образующихся при сжигании органического топлива, которые устанавливаются санитарными органами. Степень токсичности вещества определяется отношением действительной концентрации (С) к предельно допустимой (ПДК). Концентрация вредного вещества безопасна, если отношение С/ПДК меньше или равно единице.

При одновременном содержании в воздухе нескольких вредных веществ происходит усиление отравляющего воздействия. В этом случае воздушная среда будет безопасной, если сумма отношений действительных концентраций к ПДК будет меньше или равна единице:

$$(С / ПДК)_{NO_2} + (С / ПДК)_{NO} + (С / ПДК)_{SO_2} + (С / ПДК)_{SO_3} + (С / ПДК)_{CO} \leq 1.$$

*Таблица 3.5*

| Вещество | Формула | Концентрация, мг/м$^3$ | |
|---|---|---|---|
| | | максимально разовая | среднесуточная |
| Диоксид азота | $NO_2$ | 0,085 | 0,085 |
| Оксид азота | $NO$ | 0,250 | 0,250 |
| Сернистый ангидрид | $SO_2$ | 0,500 | 0,050 |
| Серный ангидрид | $SO_3$ | 0,300 | 0,100 |
| Оксид углерода | $CO$ | 3,000 | 1,000 |
| Пятиоксид ванадия | $V_2O_5$ | – | 0,002 |
| Сажа | – | 0,150 | 0,050 |
| Пыль | – | 0,500 | 0,150 |

В котлах со слоевыми топками вместе с продуктами сгорания удаляется до 10...15 % топлива. При факельном сжигании пылеугольного топлива и жидком шлакоудалении унос золы продуктами сгорания составляет 30...40 %, а в топках с сухим шлакоудалением – 75...85 %. Удельное содержание золы в уходящих газах составляет, например, при работе на АШ и сухом шлакоудалении до 20, а при использовании бурых углей – до 40 г/м$^3$, что значительно превышает ПДК твердых частиц в газах. Поддержание концентраций вредных веществ в воздухе вокруг котельных и электростанций ниже ПДК достигается различными конструктивными и технологическими мероприятиями. Установлена обязательная очистка продуктов сгорания от твердых частиц золы и проводятся интенсивные работы по изысканию целесообразных способов очистки газов от оксидов серы и азота.

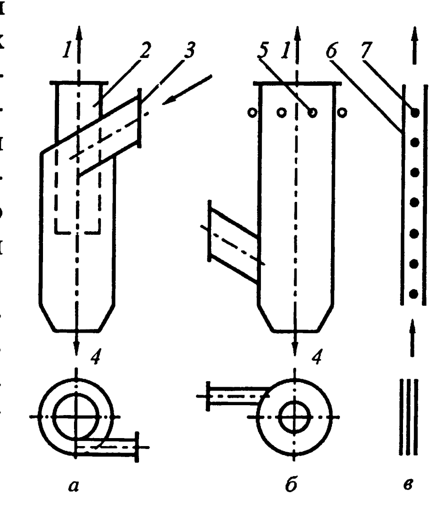



**Рис. 3.25.** Золоуловители:
*а* – инерционного типа; *б* – мокрого типа; *в* – электрофильтр; *1* – выход очищенного газа; *2* и *3* – выходной и входной патрубки; *4* – выход золы; *5* – оросительные сопла; *6* и *7* – осадительный и коронирующий электроды

Для снижения выбросов в окружающую среду остатков золы органического топлива дымовые газы очищаются в различных золоуловителях, а затем выбрасываются в атмосферу через высокие (250...300 м) дымовые трубы. По принципу действия золоуловители (рис. 3.25) подразделяются на механические (инерционные и мокрые) и электростатические – электрофильтры. В инерционных золоуловителях циклонного типа частицы золы отделяются от газа под действием центробежных сил при вращательном движении потока (рис. 3.25, *а*). Для

повышения эффективности инерционные золоуловители (циклоны) объединяют в группы (батареи). Степень улавливания золы в инерционном золоуловителе 75... 80 % при гидравлическом сопротивлении 0,5...0,7 кПа. Мокрые золоуловители – центробежные скрубберы (рис. 3.25, *б*) отличаются от сухих инерционных тем, что для улучшения отвода отсепарированной золы в них на внутреннюю стенку цилиндра подается в виде пленки вода. Степень улавливания золы в них несколько выше (80...90 %), чем в сухих.

Наиболее перспективными являются электрофильтры, обеспечивающие высокую степень очистки газов – до 98 % при гидравлическом сопротивлении 200...300 Па без снижения температуры и увлажнения дымовых газов. В электрофильтрах (рис. 3.25, *в*) запыленный газ движется в каналах, образованных осадительными электродами, между которыми расположены коронирующие электроды, которые выполнены в виде стержней. К электродам подведено высокое напряжение (до 60 кВ): плюс – к осадительным, минус – к коронирующим. Частицы золы получают отрицательный заряд, вследствие чего притягиваются к осадительным электродам, которые обычно выполняются в виде труб или пластин. Периодически с помощью специального ударного механизма осадительные электроды встряхиваются и с них в бункер ссыпаются частички золы. Расход энергии на очистку газов составляет 0,1...0,15 кВт · ч на 1000 $м^3$ газа. В котельных установках большой мощности применяют комбинированные золоуловители, состоящие из батарейного циклона в качестве первой ступени очистки и электрофильтра, объединенных в один агрегат. В батарейном циклоне происходит улавливание крупных частиц, что улучшает работу электрофильтра.

Существуют три основных направления снижения объемов выброса оксидов серы: очистка топлива от сернистых соединений, связывание сернистых соединений в процессе горения и очистка дымовых газов от оксидов серы. Методы первого направления пригодны в основном для очистки жидкого серосодержащего топлива и лишь в ограниченной степени – для твердого. Методы второго и третьего направлений основаны на использовании различных щелочных присадок.

При единственном на сегодня отработанном регенеративном методе очистки дымовых газов от серы – методе Веллман–Лорда – сернистый ангидрид дымовых газов поглощается раствором сульфата натрия. В аппарате типа абсорбера в результате химической реакции образуется бисульфат натрия. Полученный раствор бисульфата натрия поступает в испаритель регенератора, в котором под действием теплоты происходит регенерация $NaHSO_3$ и испарение воды с выделением $SO_2$. Таким образом, побочным продуктом является чистый $SO_2$, в результате дальнейшей обработки которого может быть получена сера или серная кислота. Оставшиеся после испарения воды и $SO_2$ в испарителе кристаллы сульфата натрия подаются в смеситель, куда поступает вода, и вновь образуется раствор сульфата натрия. Цикл замкнулся.

Зарубежный опыт свидетельствует о том, что применение любого метода сероочистки дымовых газов существенно усложняет технологическую схему ТЭС и требует дополнительного оборудования. Это повышает на 10...35 % удельные капитальные затраты (в зависимости от выбранной технологии очистки), возрастают и эксплуатационные расходы. В отечественных котельных установках очистка продуктов сгорания от оксидов азота пока практически не применяется. Уменьшение содержания оксидов азота в уходящих газах достигается снижением тем-

пературы горения в топке и сжиганием топлива с минимальным коэффициентом избытка воздуха. Для этого применяют двухступенчатое сжигание топлива, используют вместо вихревых прямоточные горелки, дающие ухудшенное смесеобразование, применяют рециркуляцию газов, а также впрыск воды в зону горения. Указанные методы обеспечивают снижение выброса $NO_x$ до 250...300 мг/м$^3$.

## 3.3. Промышленные печи

### Классификация печей и режимов их работы

***Промышленная печь*** – совокупность устройств, предназначенных для нагрева материалов или изделий.

В промышленной печи в качестве источника получения теплоты используется химическая энергия топлива, нагреваемого материала или электрическая энергия.

В печах-теплогенераторах выделение теплоты происходит в самом нагреваемом материале за счет протекающих в нем экзотермических химических реакций или подвода к нему электрической энергии. В печах-теплообменниках теплота, выделяющаяся вне материала, передается материалу в рабочем пространстве печи. Внешний теплообмен между материалом и теплоносителем в печах-теплообменниках осуществляется либо излучением (радиационный режим), либо конвекцией (конвективный режим). В топливных печах-теплообменниках химическая энергия топлива (твердого, жидкого или газообразного) превращается в теплоту при его сжигании в топочном устройстве печи. Топливными печами-теплообменниками с радиационным режимом теплообмена являются практически все плавильные печи, а также большая часть нагревательных печей, используемых для нагрева металлов перед обработкой давлением и термической обработкой.

В печах-теплообменниках со слоевым режимом работы происходит нагрев и плавление сыпучих материалов. Материал в таких печах (обычно вертикальных) располагается по всему объему, а раскаленные газы проходят между его кусками. Разделить процессы передачи теплоты излучением и конвекцией в этом случае невозможно.

В печах-теплообменниках температура может изменяться как во времени, так и по длине печи. Печи-теплообменники с изменяющейся во времени температурой называются печами периодического действия или камерными. Они имеют практически одинаковую температуру по всему объему рабочего пространства. Печи-теплообменники с неизменной во времени температурой называются печами непрерывного действия. Печи непрерывного действия с температурой, изменяющейся по длине печи, называются методическими. Они предназначены для обработки изделий, перемещающихся по поду печи через зоны с различной температурой в зависимости от технологического процесса.

Электропечи классифицируют по способу преобразования электрической энергии в тепловую. Различают электронно-лучевые, дуговые, индукционные и электропечи сопротивления. По конструктивным особенностям печи подразделяют на шахтные, туннельные, тигельные, муфельные, трубчатые, вращающиеся, ванные и др. По производственным признакам различают печи плавильные, нагревательные, сушильные, химической технологии (для производства соды, аммиака, фосфора и т. п.).

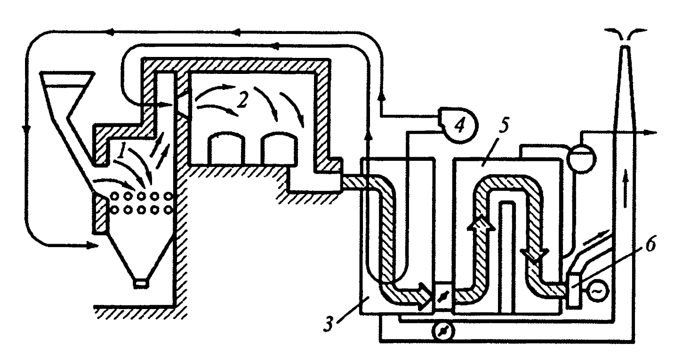



**Рис. 3.26.** Схема топливной печи-теплообменника:
*1* – топка; *2* – рабочий объем; *3* – регенератор; *4* – вентилятор; *5* – котел-утилизатор; *6* – дымосос

Промышленная печь представляет собой сложный агрегат, состоящий из собственно печи (зона технологического процесса), вспомогательного оборудования и устройств, включающих в себя топочное устройство (в топливных печах), электроды, резисторы (в электрических печах), устройства для утилизации теплоты уходящих газов (регенераторы, котлы-утилизаторы), вентиляторы, дымососы, приборы и арматуру для управления гидравлическим режимом печи, механизмы для загрузки и выгрузки материала, контрольно-измерительную и регулирующую аппаратуру.

На рис. 3.26 представлена схема топливной печи-теплообменника с регенератором *3* и котлом-утилизатором *5*.

Регенератор *3* служит для нагрева поступающего в топку воздуха за счет передачи теплоты от уходящих газов, что обеспечивает более высокую температуру процесса горения, а следовательно, более эффективное сжигание топлива. Показателями работы промышленных печей являются расход топлива, тепловая производительность или мощность, удельный расход теплоты на 1 кг продуктов печи, КПД.

## Топливные печи

***Топливные печи с радиационным режимом теплообмена.*** В топливных печах с рабочей температурой выше 800...900 К преобладает передача теплоты излучением.

Мартеновская печь предназначена для выплавки стали из загружаемой в нее шихты, состоящей из жидкого чугуна (50...75 %), стального лома-скрапа (50...25 %) и известняка (4...7 %). Температура рабочего пространства печи 1900...2100 К. В передней стенке печи расположены окна для загрузки шихты, в задней стенке имеются отверстия для выпуска металла и слива шлака. Мартеновские печи работают на газе и мазуте с использованием кислорода для интенсификации процесса горения и относятся к реверсивным печам с периодически изменяющимся направлением движения газа и воздуха, осуществляемым системой перекидных устройств. Регенераторы печи заполняются насадкой из кирпичей, выложенной в виде решетки, которая аккумулирует теплоту продуктов сгорания и снижает их температуру с 1800...1900 до 950...1000 К, а затем отдают эту теплоту воздуху, нагревая его до 1500...1550 К.

В зависимости от огнеупорных материалов, из которых выполнены под, стены и свод рабочего пространства, печи подразделяют на кислые (кладка из динаса с наваркой кварцевого песка) и основные с кладкой и наваркой пода из магнезита, доломита и стенами из магнезитового кирпича. Наибольшее распространение получил основной процесс, позволяющий перерабатывать любые шихтовые материалы. Преимущество кислого процесса перед основным – возможность получения стали с более низким содержанием газов и неметаллических включений и с более высокими механическими свойствами. Мартеновский способ выплавки стали в настоящее время вытесняется кислородно-конвертерным.

Нагревательные печи с радиационным режимом теплообмена используются для нагрева деталей и заготовок до температуры 1000...1500 К перед последующей их обработкой. Простейшими являются камерные печи периодического действия. Для нагрева тяжелых слитков применяют камерные печи с выдвижным подом. В конвейерных печах перемещаются детали с помощью конвейерной ленты, цепей или толкателя. Удельный расход теплоты в них составляет 2...3,5 МДж/кг. Для нагрева тяжелых отливок применяют туннельные печи, представляющие собой длинную (до 80 м) рабочую камеру, вдоль которой по уложенным в ней рельсам движутся тележки с нагреваемыми отливками. Горелки установлены в боковых стенах печи.

***Топливные печи с конвективным режимом теплообмена.*** В низкотемпературных печах для отпуска и термической обработки деталей, сушильных и ванных печах с рабочей температурой до 800 К преобладает конвективный теплообмен. Поскольку температура рабочего пространства низкая, топливо сжигают вне рабочего пространства в выносных топках.

В ванных печах в качестве рабочих сред используются расплавы солей ($NaNO_3$, $KNO_3$, NaCN, KCN и др.), которые имеют более высокую теплопроводность по сравнению с газами и более равномерное распределение температур, что обеспечивает высокую равномерность нагрева изделий. Вследствие больших коэффициентов теплоотдачи от жидкости к металлу обеспечивается высокая скорость нагрева в ваннах. Конструкция ванной печи (рис. 3.27) определяется условиями нагрева тигля, выполненного из жароупорной стали. Обогрев тигля производится с помощью горелок *3* или форсунок, тангенциально расположенных в камере сгорания.

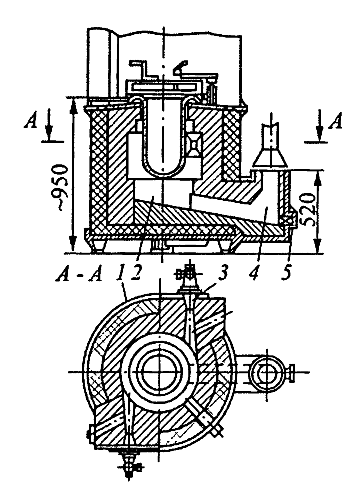


**Рис. 3.27.** Схема ванной печи: *1* – изоляция; *2* – камера сгорания; *3* – горелка; *4* – дымовой канал; *5* – сточное отверстие

***Топливные печи со слоевым режимом.*** В печах со слоевым режимом обрабатываемый материал располагается по всему объему рабочего пространства шахты, в которой горячие газы движутся навстречу опускающемуся материалу. Различают три вида слоевого режима: с плотным (фильтрующим) слоем кускового материала (шахтные печи); с разуплотненным, энергично перемешиваемым слоем зернистого материала (печи с кипящим слоем); со взвешенным слоем мелко раздробленного пылевидного материала. Наиболее распространенными шахтными печами в металлургии являются доменные печи и вагранки.

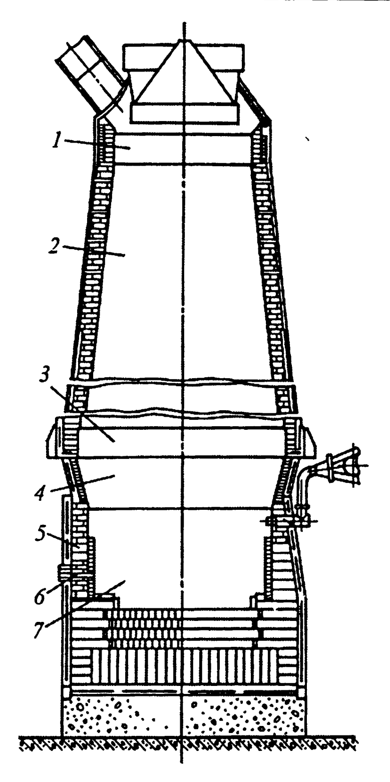



**Рис. 3.28.** Схема доменной печи: *1* – колошник; *2* – шахта; *3* – распар; *4* – заплечики; *5* и *6* – шлаковая и чугунная летки; *7* – горн

Доменная печь (рис. 3.28), предназначенная для выплавки чугуна из железных руд, представляет собой высокую (до 35 м) шахту *2* круглого сечения, внутренняя часть которой выложена огнеупорными материалами. В шахту сверху непрерывно загружается шихта, состоящая из кокса и агломерата (продукт спекания измельченной железной руды и флюсов), здесь же отводится доменный газ. Теплота, выделяемая в результате горения кокса, расходуется на расплавление материалов шихты и образование чугуна и шлака, которые выпускаются периодически, каждые 2...2,5 ч, через специальные чугунные летки *6*, расположенные в нижней части печи-горне *7*.

Воздух, вдуваемый в горн доменной печи, предварительно нагревается до 1300...1500 К в регенеративном воздухоподогревателе. Давление газов в печи достигает 0,3...0,5 МПа. Температура в фурменной зоне составляет 2100...2300 К, а температура выпускаемого из печи чугуна равна 1750...1800 К. Тепловой КПД печи 42...45 % обеспечивается при расходе кокса 550...600 кг на 1 т чугуна. Доменная печь вырабатывает 1600...1900 м$^3$/т доменного газа с теплотой сгорания 3,8...4,2 кДж/м$^3$. В целях экономии дефицитного кокса в горн доменной печи вдувают природный газ или мазут, а для интенсификации процесса горения – кислород.

Вагранка предназначена для переплавки доменного литейного чугуна и чугунного лома. Шихта, включающая в себя чугун, железный лом, флюсы и кокс, загружается в виде кусков в футерованную шахту (диаметром до 2 м) через загрузочное окно и падает вниз. Воздух давлением 2...10 кПа вдувается в нижнюю часть шахты через фурмы. Образовавшиеся продукты сгорания поднимаются вверх, отдавая теплоту шихте. Расплавленный чугун стекает в копильник, откуда периодически или непрерывно выпускается. В современных вагранках для увеличения срока службы футеровки применяют наружное водяное охлаждение. Для интенсификации процессов воздух подогревается до 750 К в рекуператорах с индивидуальным отоплением.

Расход кокса в вагранке существенно меньше, чем в доменной печи.

Обжиговые шахтные печи предназначены для обжига материалов (железных руд, известняка и т. п.), их подразделяют на пересыпные и с выносными топками. В пересыпных печах твердое кусковое топливо (кокс, антрацит) загружается вместе с материалом. Конструкции этих печей аналогичны конструкции доменной печи или вагранки. Отличие состоит в том, что в нижней части шахты устанавливается механическое устройство для выгрузки обожженного продукта. Кроме того, воздух подается не через фурмы, а через решетку разгрузочного устройства. Шахтные печи с выносными топками применяют для обжига сравнительно легкоплав-

ких материалов продуктами сгорания, поступающими из топок в среднюю часть шахты. Нижняя часть шахты, как и в пересыпных печах, служит для охлаждения обожженного материала. Для этого через нее пропускают определенное количество воздуха.

Печи с кипящим слоем для обжига и сушки зернистых материалов выполняют как постоянного, так и переменного по высоте сечения. Высота кипящего слоя достигает 1 м при давлении воздуха перед печью до 10...12 кПа.

***Печи с теплогенерацией.*** К таким печам относится конвертер для получения стали из жидкого чугуна и стального лома (20...25 %) путем окисления элементов C, Si, Mn, P и S до пределов, соответствующих составу стали.

Реакции окисления примесей сопровождаются выделением теплоты, достаточной для нагрева стали до заданной температуры. Окисление осуществляется путем продувки жидкого чугуна воздухом (бессемеровский процесс) или кислородом (кислородно-конвертерный процесс).

Вследствие низкого качества выплавляемого металла и особых требований к составу чугуна конвертеры с воздушным дутьем практически вытеснены кислородными.

Кислородный конвертер (рис. 3.29) состоит из корпуса *1* диаметром до 8 м и днища *4*, футерованных огнеупорным кирпичом, опорных подшипников *2*, станин *5* и механизма поворота *3*, позволяющего поворачивать конвертер на любой угол вокруг горизонтальной оси. Кислород продувается через специальную водоохлаждаемую фурму, вводимую в горловину конвертера. Наконечник фурмы имеет несколько (три–четыре) сопел Лаваля диаметром 30...50 мм, обеспечивающих скорость струи с числом М ≈ 2 при давлении кислорода 1...1,4 МПа. Наконечник устанавливается на высоте 1...2 м от уровня ванны. Продолжительность продувки составляет 20...25 мин. Газ, отходящий из конвертера с температурой около 2000 K,

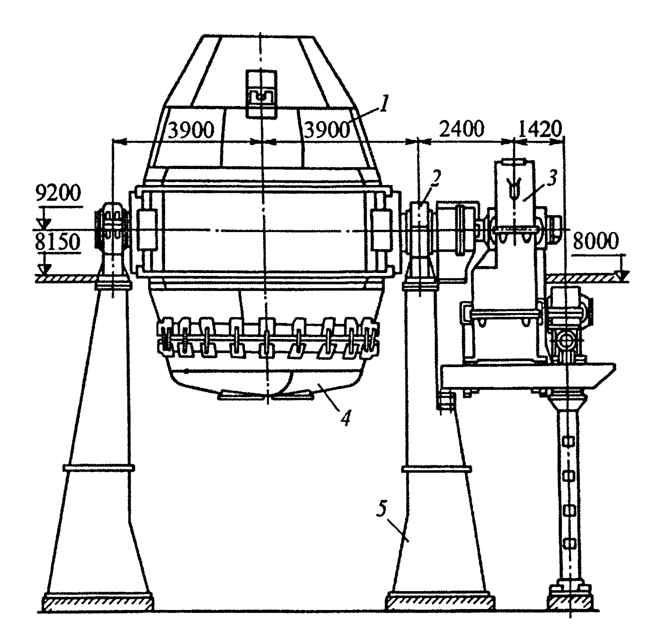



**Рис. 3.29.** Схема конвертера

состоит на 90 % из CO и на 10 % из $CO_2$ и имеет теплоту сгорания 10...12 МДж/м$^3$. Преимуществом конвертеров является высокая производительность без расхода топлива, недостатком – невозможность использования большого количества скрапа в шихте.

В топливных печах химической промышленности, применяемых при производстве тех или иных продуктов, часто протекают химические процессы, сопровождающиеся выделением или поглощением теплоты.

## Электропечи

Электропечи обладают существенными преимуществами по сравнению с топливными печами: обеспечивают большие скорости нагрева и высокую производительность, легкость и точность регулирования теплового режима, возможность нагрева отдельных участков изделия, легкость герметизации и возможность нагрева в вакууме, лучшие условия труда, более высокий КПД (отсутствуют потери с уходящими газами). Основным недостатком таких печей является большая стоимость электроэнергии по сравнению со стоимостью топлива. Условия теплообмена в рабочем пространстве электропечей определяются способом преобразования электрической энергии в тепловую.

В дуговых электропечах превращение электрической энергии в тепловую происходит излучением от электрической дуги, температура в которой достигает 5000... 6000 К. В дуговых печах прямого действия (рис. 3.30) дуга *5* возникает между электродами *4* и нагреваемым металлом. В дуговых печах косвенного действия дуга горит между электродами на некотором расстоянии от металла. Для облегчения условий работы футеровки таких печей их обычно выполняют вращающимися вокруг продольной оси. Дуговые электропечи имеют КПД, примерно равный 85 %, и в настоящее время являются основными печами (вместимостью 50...200 т) для производства качественных сталей. Удельный расход электроэнергии при плавлении составляет 1,3...1,8 МДж/кг.

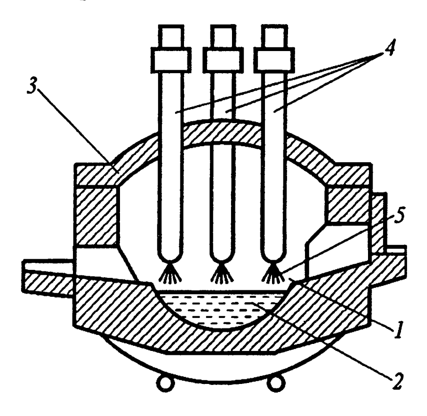



**Рис. 3.30.** Схема дуговой электропечи прямого действия:
*1* – плавильное пространство; *2* – ванна; *3* – свод; *4* – электроды; *5* – электрическая дуга

Для плавления особо тугоплавких материалов применяются плазменные печи. По конструкции они подобны дуговым, но вместо электродов в них устанавливаются плазменные горелки–плазмотроны. В плазмотронах дуговой разряд используется для получения потока ионизированного газа – плазмы со сверхзвуковыми скоростями и высокой температурой (10 000...20 000 К), развиваемой благодаря эффекту сжатия при электрическом разряде в очень небольшом объеме ионизированного потока газа. Недостаток плазменных печей – малая стойкость плазмотронов.

В индукционных печах нагрев происходит за счет выделения теплоты непосредственно в нагреваемом металле вихревыми токами, наводимыми в нем переменным магнитным полем, которое создается переменным электрическим

током при прохождении его через катушку-индуктор. В плавильных индукционных печах имеются более благоприятные условия для получения чистого металла, так как отсутствуют такие источники загрязнения, как газы или электроды. Индукционные печи работают на токе промышленной частоты или на токах повышенной частоты (до 10 кГц). Удельный расход электроэнергии при плавлении составляет 1,8...3 МДж/кг. Следует отметить, что использование железного сердечника приводит к уменьшению рассеяния магнитного поля и снижению таким образом потери энергии.

В печах сопротивления теплота выделяется при прохождении электрического тока через проводник. В печах сопротивления прямого нагрева (печах-теплогенераторах) нагреваемое изделие включается непосредственно в цепь через понижающий трансформатор и теплота выделяется в нем самом. Подобные печи обычно используются для нагрева деталей, имеющих форму прутков, стержней или труб. В электропечах сопротивления косвенного нагрева (печах-теплообменниках) теплота передается нагреваемому изделию от нагревательных элементов, расположенных на стенах, своде и поде печи. Подавляющее большинство печей сопротивления относится к печам косвенного нагрева (с радиационным или конвективным режимом теплообмена). В промышленности применяются самые разнообразные конструкции таких печей – камерные, шахтные, конвейерные, барабанные, проходные и т. п.

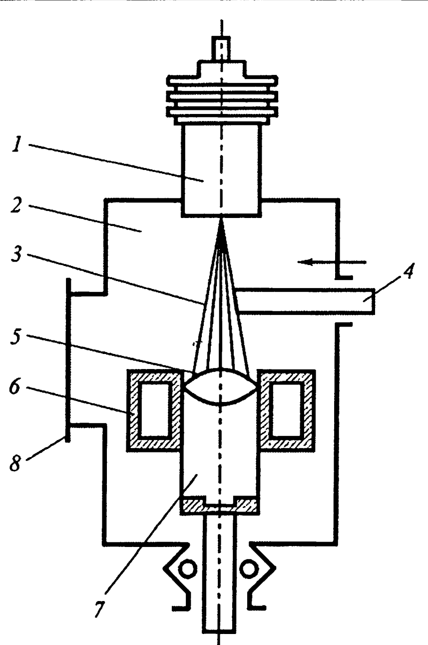



**Рис. 3.31.** Схема электронно-лучевой печи:

*1* – электронная пушка; *2* – рабочая камера; *3* – электронный луч; *4* – переплавленный металл; *5* – жидкая ванна; *6* – кристаллизатор; *7* – слиток; *8* – патрубок вакуум-насоса

Электронно-лучевые печи применяются для получения особо чистых сталей, тугоплавких металлов и сплавов. В электронно-лучевых печах (рис. 3.31) происходит превращение кинетической энергии разогнанных до больших скоростей электронов в теплоту при их ударе о поверхность нагреваемого металла. Электроны генерируются электронной пушкой при глубоком вакууме (~ 0,1 Па). Коэффициент полезного действия электронно-лучевой печи составляет 8...10 %.

## Тепловой баланс и элементы расчета печей

При проектировании печи тепловой баланс составляется для определения расхода топлива в топливных печах или мощности в электропечах. Обычно тепловой баланс составляют на единицу времени, а для печей периодического действия – на период обработки. Рассмотрим поступление теплоты (Вт) в печь.

Теплота сжигания топлива или превращения электрической энергии в тепловую

$$Q_{\text{х.т}} = BQ_{\text{н}}^{\text{р}} \text{ или } Q_{\text{эл}} = N,$$

где $B$ – расход топлива, кг/с; $N$ – электрическая мощность, Вт.

Физическая теплота, вносимая подогретым воздухом,

$$Q_{\text{ф в}} = BV_{\text{в}}c_{\text{в}}T_{\text{в}},$$

где $V_{\text{в}}$ – расход воздуха на 1 кг топлива, м$^3$/кг, $c_{\text{в}}$ – средняя объемная теплоемкость воздуха, Дж/(м$^3$ · K); $T_{\text{в}}$ – температура подогрева воздуха, °С (для электрических печей $Q_{\text{ф.в}} = 0$).

Физическая теплота, вносимая подогретым топливом,

$$Q_{\text{ф т}} = Bc_{\text{т}}T_{\text{т}},$$

где $c_{\text{т}}$ – теплоемкость топлива, Дж/(кг · K); $T_{\text{т}}$ – температура топлива.

Кроме того, в печь поступает теплота $Q_{\text{э}}$ экзотермических химических реакций, протекающих в печи.

Расход теплоты (Вт), поступившей в печь, определяется полезной теплотой и потерями. Полезная теплота, расходуемая на нагрев материалов,

$$Q_{\text{п}} = Gc_{\text{м}}(T_{\text{м к}} - T_{\text{м.н}}),$$

где $G$ – производительность печи, кг/с; $c_{\text{м}}$ – средняя теплоемкость материала, Дж/(кг · K), $T_{\text{м.к}}$ и $T_{\text{м.н}}$ – конечная и начальная температуры материала.

Для плавильных печей необходимо учитывать также скрытую теплоту плавления.

Теплота, уносимая уходящими газами (для электрических печей $Q_{\text{у.г}} = 0$),

$$Q_{\text{у.г}} = BV_{\text{у.г}}c_{\text{у.г}}T_{\text{у.г}},$$

где $V_{\text{у.г}}$ – количество продуктов сгорания на 1 кг топлива, м$^3$/кг; $c_{\text{у г}}$ – средняя теплоемкость газов, Дж/(м$^3$ · K); $T_{\text{у г}}$ – температура уходящих газов.

Потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива (для электропечей $Q_{\text{н}} = 0$ )

$$Q_{\text{н}} = (0{,}03...0{,}05)BQ_{\text{н}}^{\text{р}}.$$

Потери теплоты в результате передачи ее через кладку

$$Q_{\text{кл}} = A_{\text{кл}}(T_{\text{кл}} - T_{\text{в}}) / (\delta / \lambda + 1 / \alpha),$$

где $A_{\text{кл}}$ – площадь наружной поверхности кладки, м$^2$; $T_{\text{кл}}$ – температура внутренней поверхности кладки; $T_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха; $\delta$ – толщина кладки, м; $\lambda$ – коэффициент теплопроводности кладки, Вт/(м · K); $\alpha$ – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Вт/(м$^2$ · K), $\alpha$ = 10...12 Вт/(м$^2$ · K).

Теплота, затраченная на нагревание транспортирующих устройств,

$$Q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}}c_{\text{тр}}(T_{\text{тр.к}} - T_{\text{тр.н}}),$$

где $G_{\text{тр}}$ – масса транспортирующих устройств, проходящих через печь в единицу времени, кг/с; $c_{\text{тр}}$ – средняя теплоемкость устройств, Дж/(кг · K); $T_{\text{тр.к}}$ и $T_{\text{тр н}}$ – конечная и начальная температуры транспортирующих устройств.

Следует отметить, что возможны другие неучтенные потери теплоты $Q_{\text{н п}}$: на излучение через открытые окна печи, на нагрев охлаждающей воды, на аккумуляцию кладки в печах периодического действия и т. п., которые принимают обычно

равными 10...15 % суммы всех потерь теплоты. Суммируя поступления и расходы теплоты, получим уравнение теплового баланса в виде

$$Q_{х.т} + Q_{ф в} + Q_{ф.т} + Q_{э} = Q_{п} + Q_{у г} + Q_{н} + Q_{кл} + Q_{тр} + Q_{н п}.$$

Из этого уравнения можно найти расход топлива для топливных печей или мощность, потребляемую в электропечах. Тепловая производительность (Вт) топливной печи

$$Q = BQ_{н}^{р};$$

удельный расход теплоты (Дж/кг) на 1 кг продукции

$$q = BQ_{н}^{р} / G;$$

КПД топливной печи

$$\eta = Q_{п} / Q_{х.т} + Q_{ф.в} + Q_{ф т}.$$

Эксергетический КПД печи может быть определен так же, как эксергетический КПД котла, по уравнению (3.20).

Расчет печей включает в себя расчет горения топлива в топливных печах, определение времени нагрева (плавления) материала, основных размеров печи, расхода топлива в топливных печах или мощности в электропечах, расчет вспомогательного оборудования (рекуператоров, горелок и другого оборудования в топливных печах или нагревательных элементов, индукторов и других элементов в электропечах), аэродинамический расчет. Процесс горения, количество воздуха, необходимого для горения, количество и состав продуктов сгорания и температуру горения рассчитывают по уравнениям горения на основе состава топлива.

Время нагрева тел в печах вычисляют с помощью номограмм, построенных на основе критериальных уравнений нестационарной теплопроводности тел простейшей формы (пластина, цилиндр, шар). Так, для пластины толщиной $2\delta$ критериальное уравнение имеет вид

$$\theta = \theta(\mathrm{Bi}, \mathrm{Fo}, x/\delta),$$

где $\theta = (T - T_0)(T_н - T_0)$ – безразмерная избыточная температура; $\mathrm{Bi} = a\delta / \lambda$; $\mathrm{Fo} = at / \delta^2$; $x$ – расстояние от центра тела, м; $\delta$ – расчетная прогреваемая толщина, м; $T$ – температура нагреваемого тела, К; $T_н$ – начальная температура тела, К; $a$ – коэффициент температуропроводности, м$^2$/с; $t$ – время, с.

Время плавления (нестационарный процесс) тел, нагретых на поверхности до температуры плавления ($T_п = T_{пл}$), определяют также с помощью номограмм, построенных по критериальным уравнениям, содержащим, кроме критерия Fo, критерии, включающие скрытую теплоту плавления. Размеры печи рассчитывают по заданным ее производительности и продолжительности нагрева. Например, ширину $B$ и длину $L$ (в метрах) паза методической печи определяют выражениями

$$B = kb + (k + 1)a; \quad L = Pt / (b\delta\rho k),$$

где $k$ – число рядов заготовок; $b$ – ширина заготовки, м; $P$ – производительность печи, кг/с; $t$ – время пребывания металла в печи, с; $\delta$ – толщина заготовки, м; $\rho$ – плотность металла, кг/м$^3$; $a$ – зазор между заготовками, а также заготовками и стенками печи, $a$ = 0,15...0,2 м.

Расход топлива в топливных печах или мощность в электрических определяется на основе рассмотренного выше теплового баланса печи. Рекуператоры для подогрева воздуха рассчитывают, как теплообменные аппараты, по уравнениям теории теплообмена. Газовые горелки (форсунки) подбирают по производительности и давлению газа (мазута). Расчет нагревателей электропечей сопротивления проводят по заданной мощности печи, геометрическим размерам и напряжению питающей сети с учетом конечной температуры нагрева материала.

Аэродинамическим расчетом оценивают сопротивление воздушного и газового трактов печи и подбирают вентиляторы и дымососы. Сопротивление газового тракта, Па, является суммой сопротивления трения $\Delta p_{тр}$ и местных сопротивлений $\Sigma\Delta p_м$:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_м.$$

Сопротивление трения

$$\Delta p_{тр} = 0{,}5\lambda\rho w^2 l / d,$$

где $\lambda$ – коэффициент трения; $l$ – длина канала, м; $w$ – скорость газа, м/с; $d$ – гидравлический диаметр, м.

Коэффициент трения зависит от числа Re, и при ламинарном режиме (Re < 2300)

$$\lambda = 64 / \mathrm{Re},$$

при турбулентном

$$\lambda = 0{,}11(\Delta / d + 68 / \mathrm{Re})^{0{,}25},$$

где $\Delta$ – высота неровностей стенок канала, мм.

Местные сопротивления

$$\Delta p_м = 0{,}5\zeta\rho w^2.$$

Коэффициент местного сопротивления $\zeta$ находят по справочным данным в соответствии с формой местного сопротивления. По расходу воздуха (газа) и сопротивлению тракта с помощью уравнения (3.26) определяют мощность и подбирают вентилятор (дымосос).

## Направления совершенствования конструкций котельных установок и промышленных печей

Развитие котельной и печной техники определяется стремлением повысить эффективность ее работы, надежность и безопасность при возможно меньшей стоимости. Реализовать эти цели можно следующим образом: увеличивая единичную мощность котельных установок и повышая параметры пара; специализируя котельные установки и печи по назначению и по используемому в них топливу; применяя новые более совершенные материалы при изготовлении элементов котлов и вспомогательного оборудования; унифицируя элементы котельных установок и печей; применяя более совершенные системы золоуловителей и установок для очистки продуктов сгорания от оксидов серы и азота; используя кислород при сжигании топлива и применяя ЭВМ для комплексной автоматизации работы установок.

Глава 4

# ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ И КОМБИНИРОВАННЫЕ УСТАНОВКИ

Установки с паровыми и газовыми турбинами преобразуют тепловую энергию, получаемую от органического или ядерного топлива, Солнца, ветра, геотермальных и других источников энергии, в механическую энергию на валах паровых или газовых турбин или в механическую и электрическую энергию, если, например, в комбинированную установку включен МГД-генератор.

*Паротурбинная установка* (ПТУ) – энергетическая установка, включающая в себя паровые котлы, паровые турбины и другие устройства и агрегаты. Паротурбинная установка работает по замкнутому циклу; если пренебречь утечками, то в установке циркулирует одно и то же количество пара. ПТУ устанавливаются на конденсационных электростанциях (КЭС) и вырабатывают электроэнергию, на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) и вырабатывают, кроме электрической энергии, тепловую, а также включаются в технологический цикл производства, используя пар, образующийся в технологических процессах, для привода других машин и механизмов (воздуходувки, насоса, гребного винта и пр.).

*Газотурбинная установка* (ГТУ) – конструктивно объединенная совокупность газовой турбины, компрессора, камеры сгорания, газовоздушного тракта, системы управления и вспомогательных устройств. Газотурбинная установка открытого цикла, одна из схем которой показана на рис. 4.1, в общем случае состоит из

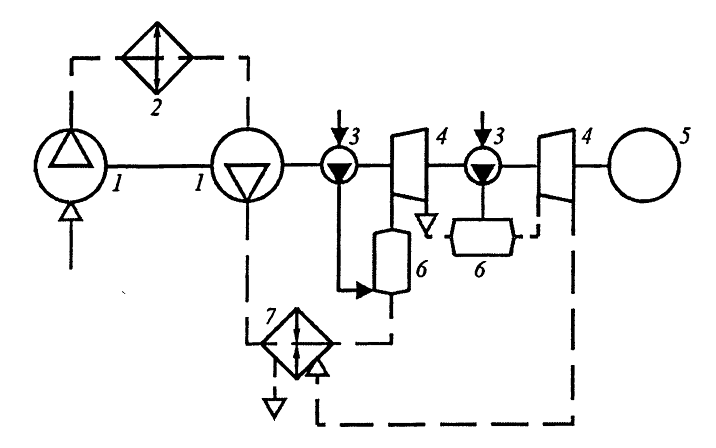



**Рис. 4.1.** Схема ГТУ открытого цикла

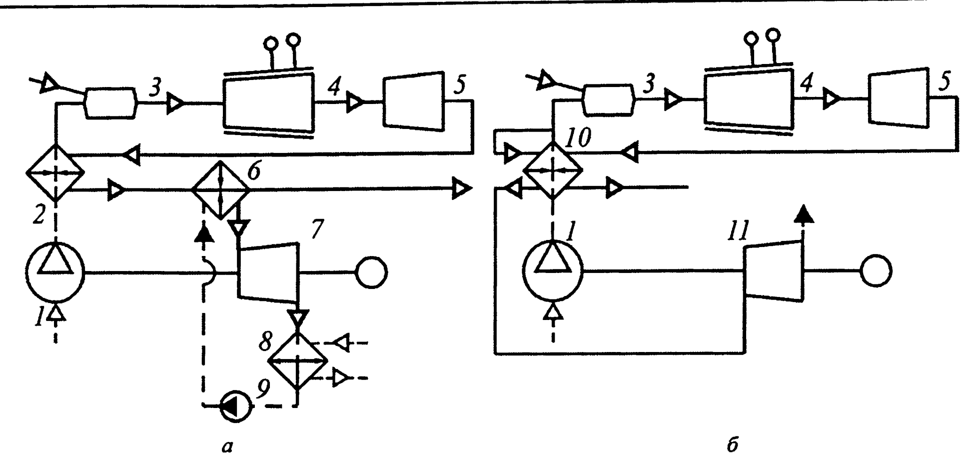



**Рис. 4.2.** Схемы простейших комбинированных установок с МГД-генератором:
*1* – компрессор; *2* – теплообменник; *3* – камера сгорания; *4* – МГД- генератор; *5* – диффузор; *6* – парогенератор; *7* – паровая турбина; *8* – конденсатор; *9* – насос; *10* – воздухоподогреватель; *11* – газовая турбина

компрессора (или компрессоров) *1*, сжимающего рабочее тело – воздух или газ – и потребляющего мощность; нагревателя – камеры (или камер) сгорания *6*, в которую насосом (или насосами) *3* подают органическое топливо, либо воздушного котла (в ГТУ замкнутого цикла на органическом топливе), либо ядерного реактора (в атомных замкнутых ГТУ); газовой турбины (или турбин) *4*, в которой расширяется газ, производя работу; потребителя мощности (электрогенератора, гребного винта, ведущего колеса, реактивного сопла, воздушного винта, газового компрессора и др.) *5*; промежуточного воздухо- или газоохладителя (воздухо- или газоохладителей) *2*; теплообменника-регенератора (рекуператора) или котла-утилизатора *7*.

По назначению ГТУ делят на ***стационарные, транспортные и авиационные***. Стационарные энергетические ГТУ служат для выработки электрической и тепловой энергии на электростанциях, стационарные приводные ГТУ передают мощность компрессорам и насосам на газо- и нефтепроводах, подают дутьевой воздух или вырабатывают электроэнергию (а иногда и теплоту) на промышленных предприятиях (нефтеперерабатывающих и химических заводах, домнах и др.).

Транспортные ГТУ являются приводами гребных винтов, водометных движителей или воздушных винтов на кораблях и судах, ведущих колес локомотивов или автомобилей. Авиационные ГТД служат для привода воздушных винтов или создания реактивной тяги самолетов.

***Комбинированные установки*** с паровыми и газовыми турбинами (парогазовые и газопаровые) применяют в основном на электростанциях большой мощности для выработки электрической и тепловой энергии, а также в качестве главных судовых установок. Они включают основные агрегаты ПТУ и ГТУ; в них два рабочих тела – пар и газ (продукты сгорания) – используются в едином энергетическом комплексе (рис. 4.2).

При сочетании безмашинного (в МГД-генераторе) и машинного (в турбине) способов преобразования энергии теплота отработавшего в МГД-генераторе газа

передается в теплообменниках-регенераторах *2*, парогенераторах *6* (рис. 4.2, *а*), воздухоподогревателях *10* (рис. 4.2, *б*) рабочему телу ПТУ или ГТУ.

## 4.1. Тепловые турбомашины

### Классификация, принцип действия и рабочий процесс в паровых и газовых турбинах

***Паровая и газовая турбины*** – турбины, в которых в качестве рабочего тела используется соответственно пар и газ (продукты сгорания топлива).

Паровая и газовая турбины (рис. 4.3, *а*, *б*) – это тепловые расширительные турбомашины, в которых потенциальная энергия нагретого сжатого пара (газа) при его расширении в лопаточном аппарате превращается в кинетическую энергию, а затем в механическую работу на вращающемся валу. К турбомашинам относятся и турбокомпрессоры (рис. 4.3, *в*, *г*), преобразующие механическую энергию, подводимую к валу, в потенциальную энергию сжатого воздуха (газа) при его торможении в лопаточном аппарате. Вращающиеся лопатки, закрепленные на роторе турбомашины, изменяют полную энтальпию рабочего тела, при этом производится (в турбинах) или потребляется (в компрессорах) работа.

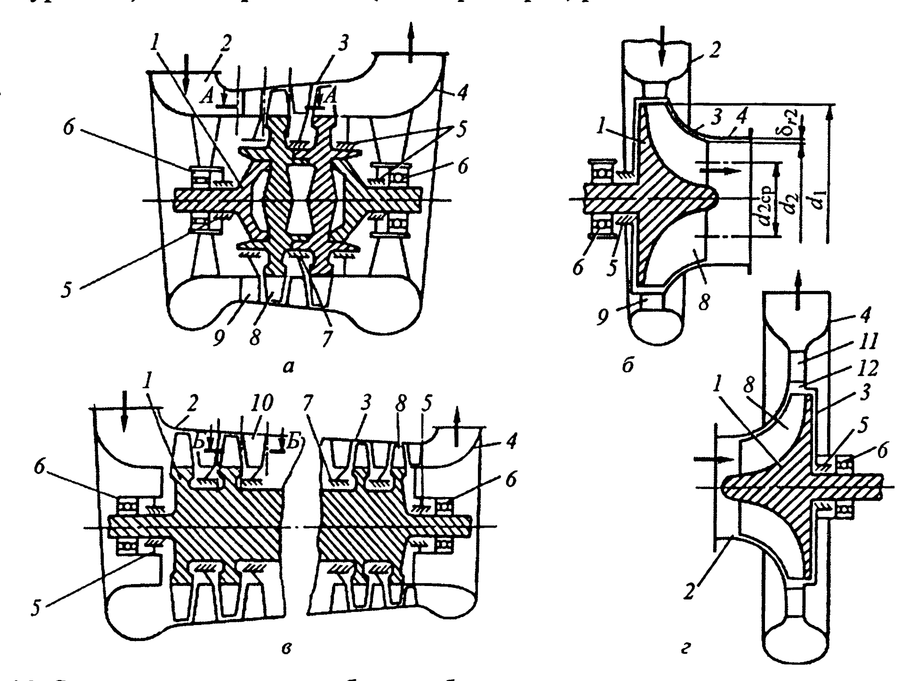



**Рис. 4.3.** Схемы основных типов турбин и турбокомпрессоров:
*а* – осевая турбина; *б* – радиально-осевая (центростремительная) турбина; *в* – осевой компрессор; *г* – центробежный компрессор; *1* – ротор; *2* – входной патрубок (улитка); *3* – корпус; *4* – выходной патрубок (улитка); *5* – концевые уплотнения; *6* – подшипниковые узлы; *7* – промежуточные уплотнения; *8*, *9* и *10* – рабочая, сопловая и спрямляющая лопатки соответственно; *11* – лопаточный диффузор; *12* – безлопаточный диффузор

***Ступень турбомашины*** – это совокупность неподвижного соплового аппарата и вращающегося рабочего колеса (в турбине) или вращающегося рабочего колеса и неподвижного спрямляющего аппарата (в компрессоре).

Ступени осевой турбомашины образуют проточную часть. Процесс расширения в осевой турбине или сжатия в осевом компрессоре происходит в одной или нескольких ступенях.

В зависимости от характера расширения рабочего тела различают активные и реактивные ступени турбины. В активных ступенях потенциальная энергия пара (газа) преобразуется в кинетическую только в сопловых аппаратах и кинетическая энергия используется для вращения рабочих лопаток. В реактивных ступенях расширение рабочего тела начинается в сопловом аппарате и продолжается в каналах рабочих лопаток, имеющих конфигурацию реактивного сопла. Полезная работа совершается в активной ступени только вследствие изменения направления потока рабочего тела, а в реактивной еще благодаря силе реакции, возникающей при расширении рабочего тела в межлопаточных каналах.

Турбомашины классифицируют по нескольким признакам. По направлению течения рабочего тела различают *осевые* (см. рис. 4.3, *а*, *в*) и *радиально-осевые* или *радиальные* (см. рис. 4.3, *б*, *г*) турбомашины. В осевых турбинах пар (газ) движется в основном в направлении, параллельном оси турбины; в радиальных турбомашинах поток направлен от периферии к оси ротора (центростремительные турбины, см. рис. 4.3, *б*) или от оси к периферии (центробежные турбины); радиальные турбокомпрессоры обычно называют центробежными (см. рис. 4.3, *г*).

Осевая многоступенчатая турбина (см. рис. 4.3, *а*) состоит из вращающегося ротора *1* и неподвижного корпуса *3*. Ротор несет ряды закрепленных на нем рабочих лопаток *8*. Перед каждым рядом рабочих лопаток в корпусе устанавливаются сопловые лопатки *9* (в паровых турбинах их часто называют направляющими). Для уплотнения зазоров между ротором и корпусом применяют концевые *5* и промежуточные *7* уплотнения. Для подвода и отвода рабочего тела служат входной *2* и выходной *4* патрубки, выполняемые либо в виде улиток, как показано на рис. 4.3, *а*, либо в виде кольцевых каналов. Принципиальная конструктивная схема осевого турбокомпрессора (см. рис. 4.3, *в*) подобна схеме турбины.

Радиально-осевая (центростремительная) турбина (см. рис. 4.3, *б*) включает в себя ротор *1* и корпус *3*. Ротор представляет собой рабочее колесо, несущее обычно изготовляемые за одно целое с ним рабочие лопатки *8*. Из входного патрубка (улитки) *2* рабочее тело поступает в сопловой аппарат с лопатками *9*, а затем на рабочее колесо. Иногда сопловой аппарат *9* выполняют без лопаток; в этом случае специально спрофилированная входная улитка служит безлопаточным сопловым аппаратом. Центробежный компрессор (см. рис. 4.3, *г*) имеет аналогичные элементы.

***Понятие о решетках турбомашин и треугольниках скоростей.*** В общем случае поток рабочего тела в турбомашине является трехмерным неустановившимся (его параметры в любой точке периодически меняются во времени). Анализ работы турбомашин с учетом особенностей рабочего процесса оказывается очень сложным, и поэтому для решения задачи принимают ряд упрощающих допущений: поток рабочего тела считают двухмерным установившимся, параметры во всех точках рассматриваемого поперечного сечения проточной части принимают одинаковыми.

В большинстве ступеней турбомашин определенного типа (турбин или компрессоров) происходят одинаковые процессы, поэтому вначале изучим процесс в одной ступени. Для этого рассмотрим *сопловую и рабочую решетки*, т. е. совокупность определенным образом расположенных в соответствующем ряду сопловых (или спрямляющих) и рабочих лопаток.

Сопловую и рабочую решетки осевой турбомашины рассечем цилиндрическими поверхностями (сечения *А–А* и *Б–Б* на рис. 4.3, *а*, *в*), оси которых совпадают с осью решетки, развернем сечения на плоскости и получим плоские решетки профилей (рис. 4.4). Скорости движения рабочего тела в ступени можно представить в виде сторон треугольников: абсолютная скорость $w_a$, окружная (переносная) $w_u$, относительная $w_r$. Расчет ступени обычно производят по параметрам в осевых зазорах между рядами лопаток (осевые линии на рис. 4.3 и 4.4). Параметры (скорость, температура, давление, углы и т. д.) имеют индексы, соответствующие обозначениям сечений: *в турбине* перед сопловым аппаратом (сечение 0–0 на рис. 4.4) второй индекс «0»; *в компрессоре* перед рабочим колесом (сечение 1–1) второй индекс «1», за рабочим колесом (сечение 2–2) второй индекс «2», за спрямляющими лопатками (сечение 3–3) второй индекс «3». Проекции скоростей на осевое направление отмечены штрихом сверху, на окружное направление – двумя штрихами сверху.

*В ступени турбины* давление $p_0$ перед сопловым аппаратом больше давления $p_1$ за ним, поэтому поток в сопловом аппарате разгоняется: скорость $w_{a1} > w_{a0}$ (рис. 4.4, *а* и рис. 4.5, *а, б*). Межлопаточные каналы в любом сечении являются

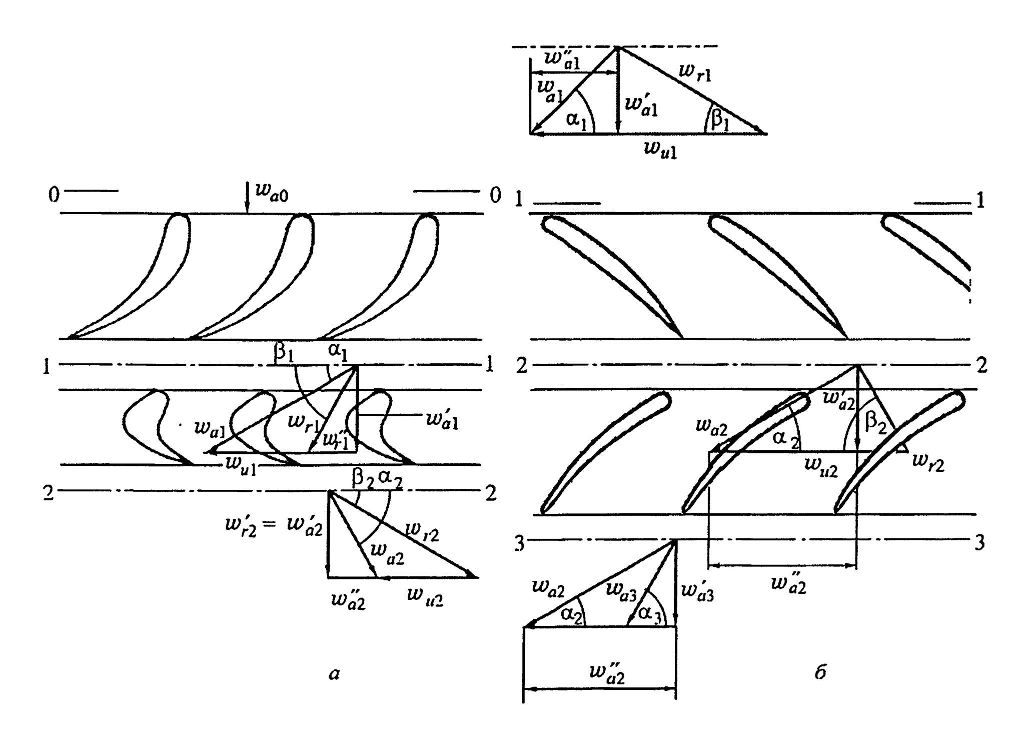



**Рис. 4.4.** Схемы плоских решеток профилей осевых турбомашин:
*а* – турбины; *б* – компрессора

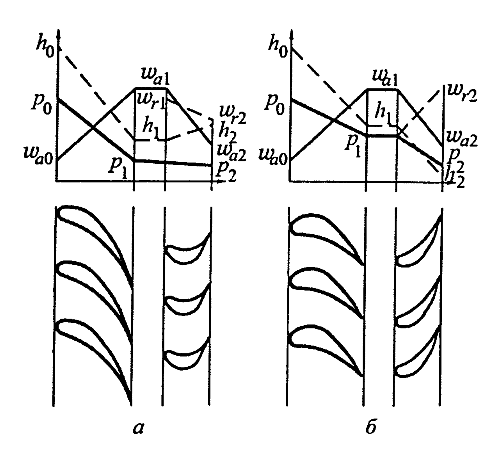



**Рис. 4.5.** Изменения давления $p$, абсолютной $w_a$ и относительной $w_r$ скоростей и энтальпии $h$ в ступенях осевой активной (*а*) и реактивной (*б*) турбин

конфузорными (при дозвуковых скоростях $w_{a1}$) или конфузорно-диффузорными (при сверхзвуковых скоростях $w_{a1}$).

Ввиду криволинейности межлопаточного канала соплового аппарата поток в нем закручивается и выходит под углом $\alpha_1$. При окружной скорости $w_{u1}$ рабочего колеса в рассматриваемом цилиндрическом сечении в межлопаточные каналы рабочего колеса поток поступает со скоростью $w_{r1}$. В этих каналах поток принимает направление, близкое к осевому (обычно $\alpha_2 = 85...90°$), причем $w_{a2} < w_{a1}$ (см. рис. 4.5), и основная часть кинетической энергии струи преобразуется в механическую работу колеса.

Аналогичным образом получают треугольники скоростей осевого компрессора (рис. 4.4, *б*), у которого давление в каждом лопаточном ряду повышается, а межлопаточные каналы являются диффузорными.

***Рабочий процесс в ступенях паровых и газовых турбин.*** Изменение параметров в ступени турбины в основном определяется соотношением проходных сечений соплового аппарата и рабочего колеса. При некотором соотношении сечений статическое давление $p_1$ перед рабочим колесом равно давлению $p_2$ за ним (активная ступень, см. рис. 4.5, *а*) или больше его (реактивная ступень, см. рис. 4.5, *б*). При $p_1/p_2 = 1{,}0...1{,}05$ ступень условно также считается активной.

***Степень реактивности ступени*** (рис. 4.6) – отношение части располагаемого теплоперепада $H'_л$ ступени, срабатываемого в рабочем колесе, к полному располагаемому теплоперепаду $H_0$ ступени – $\rho_т = H'_л/H_0$. Располагаемый теплоперепад в паровой или газовой турбинах равен идеальной работе адиабатного расширения, определяемой по уравнению (1.193). Удельную работу $l_т$ турбины, т. е. техническую работу $l_{тех}$, которую в действительности производит 1 кг рабочего тела, на основании уравнения (1.176) определяют выражением

$$l_т = q + h_0 - h_2 + 0{,}5\,(w_{a0}^2 - w_{a2}^2), \qquad (4.1)$$

или

$$l_т = q + h_0^* - h_2^*,$$

где $q$ – теплота, полученная 1 кг рабочего тела в результате теплообмена с внешней средой.

На практике этим теплообменом вследствие его малости пренебрегают, и тогда

$$l_т = h_0^* - h_2^*.$$

Значение $l_т$ в паровых турбинах определяют по $sh$-диаграмме (см. рис. 1.23) по известным параметрам на входе ($p_0^*$, $T_0^*$) и выходе ($p_2^*$). Расчет газовой турбины обычно ведут по аналитическим зависимостям теплоемкости от температуры и состава газа, и величину $l_т$ удобно определять по формуле $l_т = c_p(T_0^* - T_2^*)$, в которой среднюю удельную теплоемкость $c_p$ приближенно определяют как истинную удельную теплоемкость для средней температуры процесса.

В турбине при адиабатном расширении без потерь

$$l_{тад} = h_0^* - h_{0ад}^* = H_т^*,$$

где $H_т^*$ – располагаемый теплоперепад по параметрам торможения.

Если скорость за турбиной $w_{a2}$ стремится к нулю, то

$$l_{тад} = h_0^* - h_{2ад} = H_т$$

($H_т$ – полный располагаемый теплоперепад).

Процесс расширения в ступени радиальной турбины изображают в $sT$- или $sh$-диаграмме так же, как и для ступени осевой турбины (рис. 4.6, *а*). Отрезок,

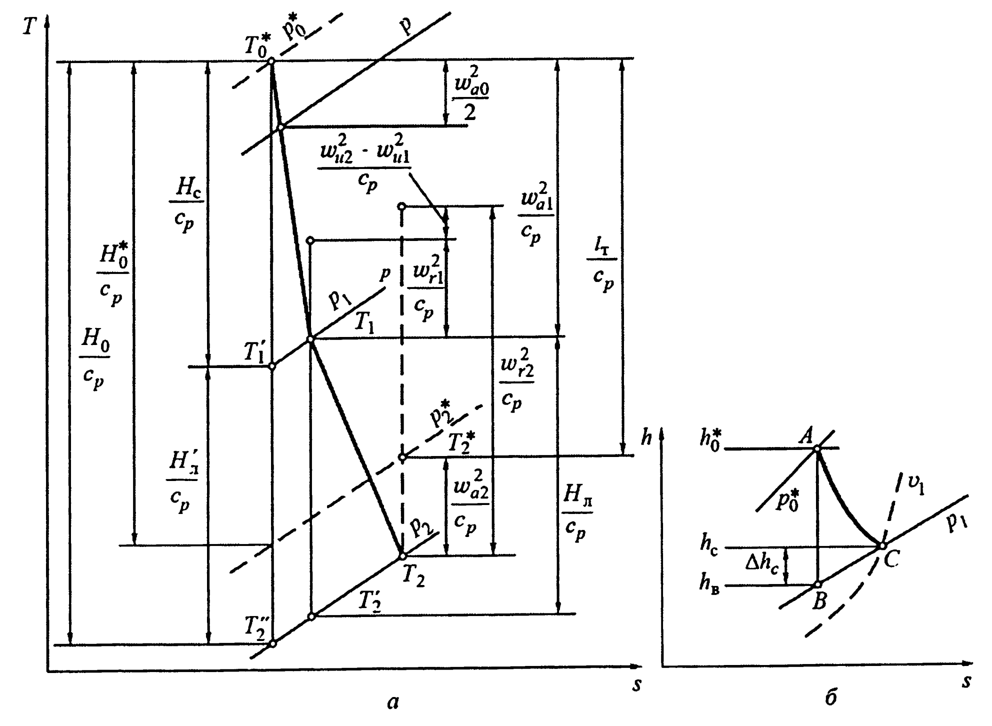



**Рис 4.6.** $sT$- и $sh$-диаграммы процессов расширения рабочего тела турбины:
*а* – в ступени; *б* – в межлопаточном канале паровой турбины

пропорциональный разности $w_{u2}^2 - w_{u1}^2$, соответствует центробежной турбине, у которой диаметр рабочего колеса увеличивается по ходу рабочего тела, а скорость $w_{r2}$ при этом возрастает. В центростремительной турбине (см. рис. 4.3, *б*) с уменьшением диаметра от $d_1$ до $d_{2ср}$ и соответственно окружной скорости по ходу рабочего тела скорость $w_{r2}$ снижается.

Основу рабочего процесса в турбинах составляет истечение рабочего тела из межлопаточных каналов неподвижных сопловых аппаратов и вращающихся рабочих колес. Используя формулу (4.1) для определения работы турбины, полагая $l_т = 0$ и $q = 0$ (теплообмен отсутствует) и обозначая параметры за сопловым аппаратом индексом «1» (см. рис. 4.4), получим $h_0 - h_{1ад} + 0{,}5\,(w_{a0}^2 - w_{a1ад}^2) = 0$, откуда скорость истечения из идеального сопла (без потерь и теплообмена) в соответствии с выражениями (1.180) и (1.194)

$$w_{a1ад} = \sqrt{w_{a0}^2 + 2(h_0 - h_{1ад})} = \sqrt{2(h_0^* - h_{1ад})} = \sqrt{2H_с},$$

где $H_с = h_0^* - h_{1ад}$ – теплоперепад в сопловом аппарате.

Для рабочего тела с показателем адиабаты $k$ по заданным параметрам перед сопловым аппаратом ($p_0^*$, $T_0^*$, $w_{a0}$) и давлению $p_1$ за ним находим теплоперепад

$$H_с^* = c_p T_0^* - c_p T_1'.$$

Тогда в соответствии с формулой (1.187)

$$w_{a1ад} = \sqrt{2R\,kT_0^*[1 - (p_0^*/p_1)^{(k-1)/k}]/(k-1)} = \sqrt{2R\,kT_0^*[1 - \pi_с^{(k-1)/k}]/(k-1)}, \quad (4.2)$$

где $\pi_с = p_0^*/p_1$ – степень понижения давления в сопловом аппарате.

Потери в соплах вследствие трения о стенки и внутри рабочего тела оценивают коэффициентом скорости [см. уравнение (1.197)] $\varphi_w \approx 0{,}95...0{,}97$. Потери во вращающихся межлопаточных каналах турбины приближенно определяет коэффициент скорости $\psi$, обычно $\psi < \varphi_w$. Таким образом, действительная скорость истечения из сопла

$$w_{a1} = \varphi_w \sqrt{2R\,k\,T_0^*[1 - \pi_с^{(k-1)/k}]/(k-1)}.$$

При сверхзвуковой скорости на выходе искривленность потока достигается во входной дозвуковой (суживающейся) части канала (см. рис. 1.22). Расширяющуюся (сверхзвуковую) часть выполняют прямоосной.

Для сопловых каналов паровых турбин удельный объем $v_1$ в конце процесса расширения может быть определен по $sh$-диаграмме, если нанести на нее адиабатный процесс расширения $AB$ (рис. 4.6, *б*). Так как потери энтальпии в сопловом аппарате

$$\Delta h_с = (1 - \varphi_w^2) H_с,$$

то энтальпия в конце действительного процесса расширения

$$h_с = h_в + \Delta h_с$$

и действительная скорость истечения

$$w_{a1} = \varphi_w w_{a1\text{ад}} = \varphi_w \sqrt{2H_\text{с}}\,.$$

Расширяющееся сопло на переменных режимах работает значительно хуже, чем на расчетном, и коэффициент $\varphi_w$ существенно снижается. Одинаково удовлетворительно почти на всех режимах работает сопло с косым срезом (треугольник *ABC* на рис. 4.7, *а*), поэтому сверхкритические перепады в турбинах обеспечивают с его помощью.

По значению скорости $w_{a1}$ можно найти среднюю осевую скорость перед рабочим колесом

$$w'_{a1} = mv_1/A_{1a},$$

где $m$ – массовый расход, $v_1$ – удельный объем газа перед рабочим колесом, $v_1 = RT_1/p_1$; $A_{1a} = \pi D_1 l_1$ – площадь кольцевого сечения перед рабочим колесом (рис. 4.7, *б*).

По известным значениям скорости $w_{a1}$, окружной скорости $w_{u1}$ и углу $\alpha_1$ из треугольника скоростей вычисляют относительную скорость при входе в рабочее колесо

$$w_{r1} = \sqrt{w_{a1}^2 + w_{r1}^2 - 2w_{a1}w_{r1}\cos\alpha_1}\,.$$

Обычно $\alpha_1 \geq 16...17°$. В ряде случаев для увеличения длины лопаток и соответствующего снижения потерь в ступени принимают $\alpha_1 = 12...14°$. Средний угол входа потока на лопатки рабочего колеса (см. рис. 4.4)

$$\beta_1 = \text{arcctg}\,[(w_{a1}\cos\alpha_1 - w_{u1})\,/\,w'_{a1}]\,.$$

Относительную скорость потока на выходе из рабочего колеса при идеальном истечении $w_{r2\text{ад}}$ определяют по значению энтальпии потока в относительном движении по параметрам торможения:

$$h^*_{2\text{ад}} = h^*_{1w} + 0{,}5(w_{u2}^2 - w_{u1}^2) \text{ или } h_{2\text{ад}} + 0{,}5w_{r2\text{ад}}^2 = h_1 + 0{,}5w_{r1}^2 + 0{,}5(w_{u2}^2 - w_{u1}^2).$$

Поскольку $h_1 - h_{2\text{ад}} = H_\text{л}$ (см. рис. 4.6),

$$w_{r2\text{ад}} = \sqrt{w_{r1}^2 + 2H_\text{л} + w_{u2}^2 - w_{u1}^2}\,.$$

Значение $H_\text{л}$ при заданном противодавлении $p_2$ можно вычислить по формуле

$$H_\text{л} = RkT_1\,[1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}]\,/\,(k-1).$$

Если давление $p_2$ неизвестно, а задано значение $H_0$ (это характерно для расчета промежуточных ступеней многоступенчатой турбины), то согласно рис. 4.6

$$H_\text{л} = H'_\text{л}\,(T_1\,/\,T'_1) = \rho_\text{т}\,H_0\,(T_1\,/\,T'_1).$$

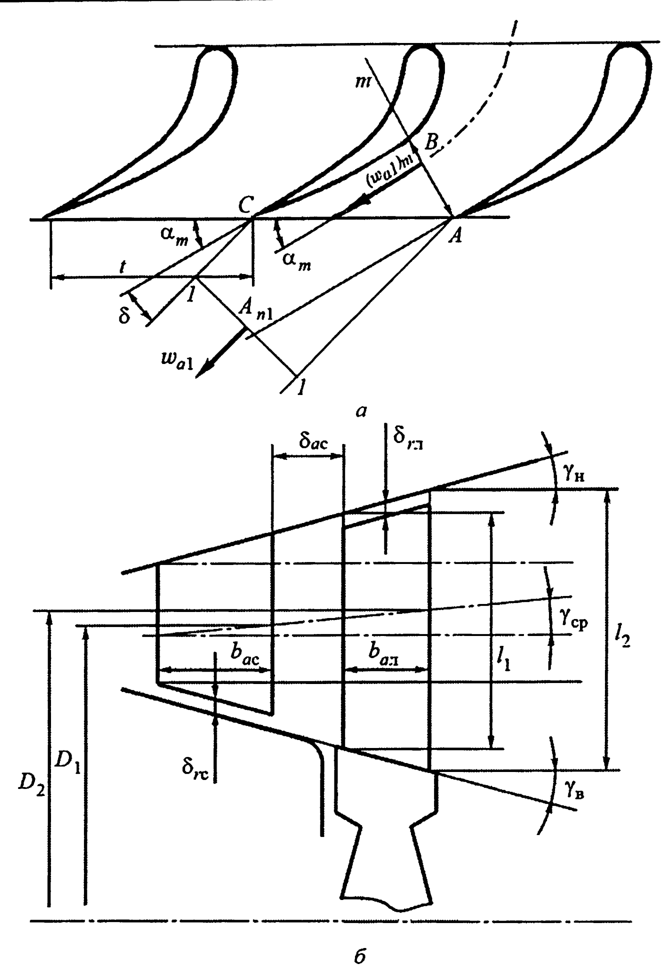



**Рис. 4.7.** Схема косого среза сопла (*а*) и основные размеры проточной части турбины (*б*) в меридиональном сечении

Действительная относительная скорость

$$w_{r2} = \psi\, w_{r2ад} = \psi\sqrt{w_{r1}^2 + 2H_л + w_{u2}^2 - w_{u1}^2}\,.$$

Если $w_{u2} = w_{u1}$, то

$$w_{r2} = \psi\sqrt{w_{r1}^2 + 2H_л}.$$

По известным параметрам рабочего тела и площади кольцевого сечения за рабочим колесом $A_{2a} = \pi D_2 l_2$ (см. рис. 4.7) определяют осевую скорость за рабочим колесом

$$w'_{a2} = w'_{r2} = m v_2 / A_{2a}$$

($v_2$ – удельный объем газа за рабочим колесом; обычно $w'_{a2} \geq w'_{a1}$) и углы

$$\beta_2 = \arcsin(w'_{a2}/w_{r2}) \quad \text{и} \quad \alpha_2 = \operatorname{arctg}(w''_{a2}/w'_{a2}),$$

где $w''_{a2} = w_{r2}\cos\beta_2 - w_{u2}$.

Обычно $\alpha_2 = 80...90°$ в последних ступенях турбин и $\alpha_2 = 70...90°$ в промежуточных. Абсолютная скорость потока за рабочим колесом

$$w_{a2} = \sqrt{(w'_{a1})^2 + (w'_{a2})^2}.$$

По известным элементам треугольников скоростей (см. рис. 4.4, *а*) и параметрам в проточной части ступени в рассматриваемом сечении из уравнения количества движения определяют окружную составляющую силы, действующей на одну лопатку (при $w_{u1} = w_{u2}$), $P_{uл} = m_л\,[w_{r1}\cos\beta_1 - (-w_{r2}\cos\beta_2)]$ ($m_л$ – расход через один канал) и на все лопатки в ряду $P_u = zm_л P_{uл} = mP_{uл}$.

Работа силы на окружности колеса при расходе $m$

$$l_{um} = w_u P_u = mw_u(w_{r1}\cos\beta_1 + w_{r2}\cos\beta_2) = mw_u(w''_{r1} + w''_{r2}).$$

Поскольку

$$w_{r1}\cos\beta_1 = w_{a1}\cos\alpha_1 - w_u \quad \text{и} \quad w_{r2}\cos\beta_2 = w_{a2}\cos\alpha_2 + w_u,$$

то

$$l_{um} = mw_u(w_{a1}\cos\alpha_1 + w_{a2}\cos\alpha_2) = mw_u(w''_{a1} + w''_{a2}).$$

При $w_{u1} \neq w_{u2}$ имеем

$$l_{um} = m(w''_{r1}w_{u1} + w''_{r2}w_{u2}) = m(w''_{a1}w_{u1} + w''_{a2}w_{u2}).$$

Удельная работа на окружности колеса

$$l_u = l_{um}/m = w_u(w_{r1}\cos\beta_1 + w_{r2}\cos\beta_2) = w_u(w''_{r1} + w''_{r2}) = w_u(w''_{a1} + w''_{a2})$$

или

$$l_u = w''_{r1}w_{u1} + w''_{r2}w_{u2} = w''_{a1}w_{u1} + w''_{a2}w_{u2}. \quad (4.3)$$

Работа $l_u$ меньше располагаемой работы $H_0$ на величину потерь энергии в проточной части (в сопловом аппарате $\Delta h_с$ и в рабочем колесе $\Delta h_л$) и кинетической энергии $\Delta h_{в.с}$ рабочего тела, вытекающего из ступени. Эти потери оценивают КПД на окружности колеса

$$\eta_u = l_u/H_0 = 1 - (\Delta h'_с + \Delta h_л + \Delta h_{в\,с})/H_0, \quad (4.4)$$

где $\Delta h'_с = \Delta h_с\,(T'_2/T_1) \approx \Delta h_с$.

Уменьшение кинетической энергии в сопловом аппарате

$$\Delta h_с = 0{,}5w^2_{a1ад} - 0{,}5w^2_{a1} = 0{,}5\,(1 - \varphi^2_w)w^2_{a1ад};$$

тогда относительные потери в сопловом аппарате

$$\xi_с = \Delta h_с/H_0 = (1 - \varphi^2_w)(1 - \rho_т).$$

Отсюда следует, что увеличение степени реактивности $\rho_т$ приводит к уменьшению относительных потерь в сопловом аппарате.

Потери в рабочем колесе определяются потерями кинетической энергии на рабочих лопатках (эти потери оценивают коэффициентом скорости $\psi$) так, что

$$\Delta h_л = 0{,}5\,(w_{r2ад}^2 - w_{r2}^2) = 0{,}5\,(1 / \psi^2 - 1)\,w_{r2}^2$$

или

$$\Delta h_л = [0{,}5\,w_{r1}^2 + 0{,}5\,(w_{u2}^2 - w_{u1}^2) + H_л]\,(1 - \psi^2).$$

При $w_{u1} = w_{u2}$ имеем

$$\Delta h_л = (0{,}5\,w_{r1}^2 + H_л)\,(1 - \psi^2).$$

Относительные потери в рабочем колесе

$$\xi_л = \Delta h_л / H_0 = \varphi_w^2\,(1 / \psi^2 - 1)\,(1 - \rho_т)\,(w_{r2}/w_{a1})^2.$$

Кинетическая энергия, которой располагает поток при выходе из рабочего колеса, не используется в данной ступени и для нее является потерянной. Удельные потери с выходной скоростью $\Delta h_{в.с} = 0{,}5 w_{a2}^2$, относительные потери с выходной скоростью

$$\xi_{в.с} = h_{в\,с}/H_0 = 0{,}5 w_{a2}^2/H_0.$$

С учетом известных значений относительных потерь $\xi_с$, $\xi_л$ и $\xi_{в.с}$ выражение для КПД (4.4) на окружности колеса получит вид

$$\eta_u = 1 - \xi_с - \xi_л - \xi_{в\,с}.$$

Если в сопловом аппарате и в рабочем колесе имеются радиальные зазоры $\delta_{rс}$ и $\delta_{rл}$ (см. рис. 4.7, *б*), то через их кольцевые площади происходят утечки рабочего тела, а следовательно, уменьшается работа $l_u$ на окружности колеса. Суммарные удельные потери в радиальном зазоре

$$\Delta h_{р.з} = [\delta_{rс}/(l_1 \sin \alpha_1) + \delta_{rл}/(l_2 \sin \beta_2)]\,l_u \qquad (4.5)$$

и соответствующие относительные потери

$$\xi_{р\,з} = \Delta h_{р.з}/H_0.$$

С учетом потерь в радиальном зазоре мощностной КПД

$$\eta_т' = \eta_u - \xi_{р\,з} \qquad (4.6)$$

и лопаточный КПД

$$\eta_л' = \eta_т' + \xi_{в\,с}.$$

В последних ступенях паровых конденсационных турбин и во многих ступенях турбин насыщенного и слабо перегретого пара, применяемых на атомных электростанциях, рабочим телом служит влажный пар. При работе на таком паре КПД ступеней снижается. Относительные потери $\xi_{вл}$ от влажности пара могут быть значительными. Так, в последних трех ступенях турбины К-800-240 $\xi_{вл} = 0{,}012...0{,}081$. Еще бóльшие потери от влажности возникают в турбинах без промежуточного перегрева.

Если кинетическая энергия струи, выходящей из ступени, используется в следующей, то потери можно оценивать при помощи КПД ступени по параметрам торможения так, что

$$\eta_т^{*\prime} = l_{из} / H_0 = \eta_т'(H_0 / H_0^*),$$

где $l_{из} = l_u - \Delta h_{р.з}$ – удельная работа турбины с учетом потерь в радиальном зазоре.

В газовых турбинах с охлаждаемыми деталями возникают дополнительные потери. Они разнообразны по своей природе, в основном определяются экспериментально и учитываются при проектировании двигателей и турбин. К дополнительным потерям в охлаждаемой турбине относят следующие.

*Потери, обусловленные повышением температуры газа перед турбиной*, связаны с увеличением неравномерности поля температур на выходе из камеры сгорания при повышении температуры газа перед турбиной.

Указанную неравномерность характеризуют максимальной степенью неравномерности

$$\tau_{max} = (T^*_{г\,max} - T_{г\,срм}) / (T^*_{г\,срм} - T^*_{гв.к}),$$

где $T^*_{г\,max}$ и $T_{г\,срм}$ – максимальная и среднемассовая температуры продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания; $T^*_{гв\,к}$ – температура воздуха при входе в камеру сгорания (все температуры определяются для заторможенного потока). При $T^*_{г\,срм}$ = 1600...1650 К $\tau_{max} \approx$ 0,30...0,35. Неравномерность температурного поля перед турбиной затрудняет охлаждение лопаток и приводит к необходимости вводить ограничение по $T^*_{г\,срм}$. Кроме того, неравномерность температурного поля приводит к некоторому снижению КПД турбины (до 2...4 %) .

*Потери, связанные с охлаждением элементов турбины*. К ним относят, во-первых, *термодинамические* потери из-за отвода теплоты от газа в охлаждаемые элементы и, во-вторых, потери из-за смешения поступающего в проточную часть турбины охлаждающего (относительно холодного) воздуха с основным потоком газа. Отвод теплоты в процессе расширения снижает располагаемую работу турбины и приводит к потере полезной работы. В зависимости от теплоперепада, срабатываемого в ступени, и от глубины охлаждения лопаток снижение КПД может составить от 0,2...0,3 % до нескольких процентов.

В третьих, к этим потерям относят термодинамические потери из-за подвода охлаждающего воздуха от места его отбора из компрессора до места истечения из лопатки; они прямо пропорциональны квадрату окружной скорости, соответствующей месту истечения воздуха, и секундному расходу воздуха. Уменьшение при этом мощности турбины тем больше, чем больше расход воздуха и чем выше давление в месте отбора его из компрессора. Расход воздуха, в свою очередь, зависит от температуры газа $T_г$, жаропрочности применяемых в турбине материалов, числа охлаждаемых лопаточных рядов, принятой схемы и конструкции охлаждаемых деталей (главным образом лопаток). Расход воздуха на охлаждение обычно оценивают в виде относительного расхода $g_{охл} = m_{охл} / m_к$, где $m_к$ – расход воздуха при входе в компрессор ГТУ. В современных охлаждаемых турбинах $g_{охл}$ = 0,03...0,07. При подробном расчете турбины учитывают изменение расхода

газа по ступеням вследствие подмешивания охлаждающего воздуха по тракту турбины. В любом случае минимизация расхода воздуха обеспечивает наименьшее вредное воздействие введения охлаждения на параметры турбины и двигателя.

Кроме термодинамических потерь, связанных с охлаждением, возникают *газодинамические потери* при смешении охлаждающего воздуха с основным потоком газа. При этом наблюдается падение полного давления основного потока газа, а также возможно изменение направления его течения. Эти потери тем больше, чем больше разность скоростей смешивающихся потоков, чем больше отклонение направлений вдуваемого воздуха и основного потока газа и чем больше расход этого воздуха по отношению к основному потоку газа.

К газодинамическим потерям относят также потери, обусловленные отличием формы и размеров профилей охлаждаемых лопаток от неохлаждаемых. Относительная толщина профиля, радиусы скругления кромок у охлаждаемых лопаток всегда больше, чем у неохлаждаемых, из-за необходимости размещения охлаждающих каналов внутри лопатки. Наибольшая доля газодинамических потерь этого типа обусловливается необходимостью утолщения выходной кромки лопатки. Учет этих потерь при расчетах турбин ведут путем соответствующего увеличения профильных потерь в рядах лопаток.

Дополнительные газодинамические потери в турбине при выпуске охлаждающего воздуха в проточную часть обусловлены увеличением ширины следов за лопатками в районе выходных кромок и, следовательно, возрастанием шаговой неравномерности параметров в потоке за решеткой. При этом лопатки в последующей решетке испытывают дополнительные возмущающие воздействия, из-за чего гидравлические потери в этой решетке возрастают. По некоторым данным, вдув воздуха из щелей в задних кромках сопловых лопаток в количестве 2...4 % основного потока понижает на 1...4 % эффективный КПД этой ступени.

И, наконец, еще один вид газодинамических потерь обусловлен неконтролируемыми утечками воздуха из системы охлаждения в проточную часть турбины из-за того, что давление воздуха в месте подвода всегда больше давления газа. Величина этих потерь зависит не только от перепада давления воздуха и газа, но и от направления истекающего воздуха, а также от высоты лопаток. Снижение КПД ступени по этим причинам может достигать 1...3 %.

Для оценки работы или мощности на валу турбины, кроме указанных потерь в любой – неохлаждаемой или охлаждаемой – турбине, необходимо определить относительные потери $\xi_{\text{тв}}$ на трение диска о рабочее тело и вентиляцию газа в межлопаточных каналах рабочего колеса. Потери на вентиляцию возникают в *парциальных турбинах*, сопловые каналы которых занимают лишь часть полной окружности. При этом *степень парциальности* – доля окружности, занятая каналами сопловых лопаток, через которые проходит рабочее тело, или длина дуги, занятая сопловой решеткой, отнесенная к длине окружности:

$$\varepsilon = z_1 t_1/(\pi d_1),$$

где $z_1$ и $t_1$ – число и шаг сопловых каналов; $d_1$ – средний диаметр при выходе из соплового аппарата.

В первых ступенях паровых турбин $\varepsilon \geq 0{,}15$, в газовых турбинах обычно $\varepsilon = 1$. Потери на трение и вентиляцию в паровых турбинах значительны, особенно в первых ступенях, где плотность $\rho$ пара велика. Так, в первой (регулирующей) ступени турбины К-800-240 мощностью 800 МВт $\xi_{\text{т.в}} = 0{,}015$, а в последующих $\xi_{\text{т.в}} = 0{,}001$. В газовых турбинах благодаря сравнительно малой плотности газа эти потери меньше. Затраты мощности (в кВт) на трение и вентиляцию можно оценить по уточненной полуэмпирической формуле А. Стодолы:

$$N_{\text{т.в}} = 0{,}735[1{,}46D^2 + 83\,(1-\varepsilon)\,Dl\,](w_u/100)^3\rho, \qquad (4.7)$$

где $D$ – средний диаметр ступени, м; $l$ – длина лопаток, м; $w_u$ – окружная скорость на диаметре $D$, м/с; $\rho$ – средняя плотность рабочего тела с обеих сторон диска, кг/м$^3$.

Удельные потери на трение и вентиляцию, кДж/кг

$$\Delta h_{\text{т в}} = N_{\text{т.в}} / 7{,}45m,$$

а соответствующие относительные потери

$$\xi_{\text{т в}} = \Delta h_{\text{т.в}} / H_0.$$

Мощностной КПД ступени с учетом потерь на трение и вентиляцию

$$\eta_{\text{т}} = \eta'_{\text{т}} - \xi_{\text{т в}},$$

тогда КПД по параметрам торможения с учетом этих же потерь

$$\eta^*_{\text{т}} = \eta_{\text{т}}(H_0 / H^*_0)$$

и лопаточный КПД ступени

$$\eta_{\text{л}} = \eta_{\text{т}} + \xi_{\text{в.с}}.$$

*Внутренний относительный КПД* – КПД ступени паровой турбины, учитывающий все виды потерь,

$$\eta_{oi} = \eta_{\text{о.л}} - \xi_{\text{т в}} - \xi_{\text{р.з}} - \xi_{\text{вл}},$$

где $\eta_{\text{о.л}}$ – относительный лопаточный КПД. При определении значения $\eta_{\text{о.л}}$ располагаемый теплоперепад рассматриваемой ступени уменьшается на ту долю кинетической энергии уходящего парового потока $0{,}5æ_{\text{в.с}}w^2_{a2}$, которая используется в следующей ступени. Тогда

$$\eta_{\text{о.л}} = 1 - \xi_{\text{с}} - \xi_{\text{л}} - (1 - æ_{\text{в с}})\xi_{\text{в с}}.$$

В современных мощных стационарных, транспортных и авиационных газовых турбинах лопаточный КПД ступени $\eta_{\text{л}} = 0{,}90...0{,}93$; в менее мощных транспортных $\eta_{\text{л}} = 0{,}88...0{,}91$. В средних ступенях мощных паровых турбин на перегретом паре максимальный КПД $\eta_{\text{л}} = 0{,}905...0{,}930$.

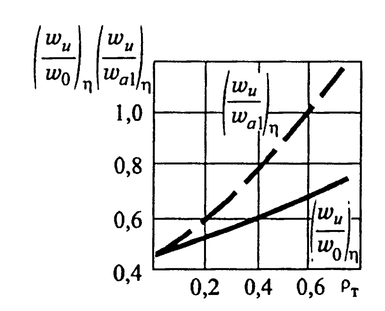



**Рис. 4.8.** Влияние степени реактивности $\rho_т$ на отношения $(w_u/w_{a1})_\eta$ и $(w_u/w_0)_\eta$

Наибольший КПД ступени можно получить лишь при определенных отношениях окружной скорости $w_u$ на среднем радиусе турбины к условной адиабатной скорости

$$w_0 = \sqrt{2H_0}$$

в ступени. Эти значения зависят от степени реактивности (рис. 4.8). В свою очередь, степень реактивности выбирают с учетом относительной длины лопатки так, чтобы в корневом сечении было $\rho_т > 0$.

***Рабочий процесс в многоступенчатых паровых и газовых турбинах.*** При больших располагаемых теплоперепадах для получения высокого КПД применяют многоступенчатые турбины. В одной ступени эффективно сработать большой теплоперепад невозможно, так как не удается выдержать оптимальным (т. е. обеспечивающим получение максимального КПД турбины) отношение $(w_u/w_0)_\eta$ (см. рис. 4.8). Многоступенчатые турбины позволяют обеспечить работу каждой ступени при оптимальном отношении $w_u/w_0$, близком или равном $(w_u/w_0)_\eta$; кроме того, энергия, теряемая в предыдущей ступени, используется в последующей.

Многоступенчатые турбины строят со *ступенями скорости* (в стационарных паровых турбинах вместо термина «ступень скорости» применяют термин «двухвенечная или трехвенечная ступень») и *ступенями давления*. В турбинах со ступенями скорости почти весь теплоперепад срабатывается в сопловом аппарате и кинетическая энергия, приобретенная рабочим телом, преобразуется затем в работу в двух-трех венцах рабочих лопаток активного типа, между которыми устанавливаются венцы направляющих аппаратов (рис. 4.9). В современных стационарных паровых турбинах применяют, как правило, двухвенечные ступени. В рабочих колесах и направляющих аппаратах срабатывается лишь небольшая доля теплоперепада. Первая ступень ($I$) скорости работает при значениях $w_u/w_{a1}$, меньше оптимальных. Потери $\xi^I_л$ в рабочих лопатках и особенно потери $\xi^I_{вс}$ с выходной скоростью в этой ступени велики. Для уменьшения потерь и получения максимального КПД турбины при увеличении числа ступеней скорости до трех угол $\alpha_1$ следует увеличивать до 20...25°.

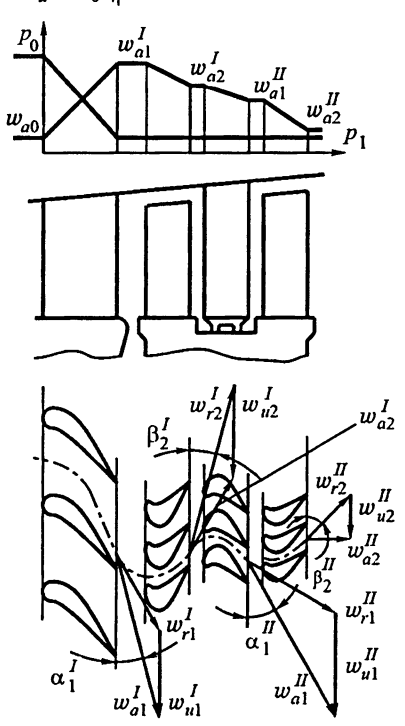



**Рис. 4.9.** Схема проточной части двухвенечной турбины со ступенями скорости, изменение параметров в турбине и соответствующие треугольники скоростей (индексы $I$ и $II$ соответственно для первой и второй ступени)

Удельные работы ($l_{u1}$ и $l_{u2}$) на окружности колес первой ($I$) и второй ($II$) ступеней, а также потери энергии в венцах определяют как для одной ступени. Так, КПД на окружности колеса с двумя ступенями скорости

$$\eta_u = 1 - \xi_с - \xi_л^I - \xi_{н.а} - \xi_л^{II} - \xi_{в.с}^{II}.$$

При небольшой степени реактивности двухвенечной турбины оптимальное отношение $w_u / w_{a1} \approx 0{,}25$. Применение второй ступени скорости оказывается эффективным при условии получения в ней работы $l_{u2}$; это условие соблюдается при выполнении неравенства

$$\xi_{в.с}^I > \xi_{в.с}^{II} + \xi_{н.а} + \xi_л^{II}.$$

Потери в радиальных зазорах турбины со ступенями скорости определяют и учитывают для каждой ступени в отдельности по формулам, аналогичным формулам (4.5) и (4.6). Мощностной КПД турбины со ступенями скорости

$$\eta'_т = 1 - \xi_с - \xi_л^I - \xi_{н.а} - \xi_л^{II} - \xi_{в.с}^{II} - \xi_{р.з}.$$

Аналогично потерям в одной ступени определяют потери на трение и вентиляцию в каждой из ступеней многоступенчатой турбины.

Основным типом осевых турбин в ГТУ всех типов являются турбины со ступенями давления. Располагаемый теплоперепад делят между ступенями, и при некоторой окружной скорости $w_u$, обусловленной прочностью лопаток и дисков, достигают оптимального отношения $w_u / w_{a1}$ в каждой ступени. Гидравлические потери в ($i - 1$)-й ступени многоступенчатой турбины вызывают повышение температуры газа при входе в $i$-ю ступень ($T_i^* > T_i^{*\prime}$), в результате $H_i^* > H_i^{*\prime}$ (рис. 4.10) и

$$\Delta H_i^* = H_i^* - H_i^{*\prime} = H_i^{*\prime}(T_i^*/T_i^{*\prime} - 1).$$

Поэтому сумма располагаемых теплоперепадов по всем ступеням больше $H_т^*$ и определяется соотношением

$$\Sigma H_i^* = (1 + \alpha)\, H_т^*,$$

где $\alpha = (\Sigma H_i^* / H_т^*) - 1$ – коэффициент возврата теплоты.

Значение $\alpha$ возрастает с увеличением числа ступеней $z$, степени понижения давления $\pi_т$ и уменьшением КПД турбины и может быть определено по приближенной зависимости

$$\alpha \approx 0{,}5(z - 1)[\pi_т^{(k-1)/k} - 1]\,(1 - \eta_л)\,/\,z.$$

Обычно $\alpha = 0{,}02...0{,}03$ в газовых и $\alpha = 0{,}04...0{,}1$ в паровых турбинах.

Число ступеней турбины

$$z = \{[w_0^2/(\mu w_{a2})_{ср}^2]\,(1 + \alpha) - 1\}/\{(w_u^2)_{ср} / [(\mu w_{a2})_{ср}]^2 y_0^2 - 1\}.$$

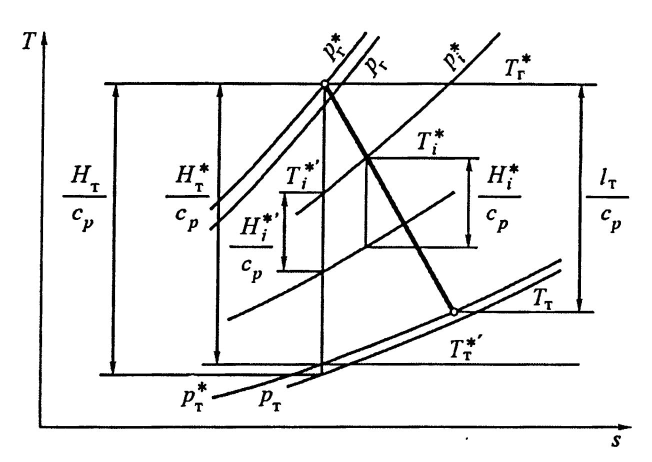



**Рис. 4.10.** *sT*-диаграмма процесса расширения в многоступенчатой турбине со ступенями давления

Полученное значение $z$ округляют до ближайшего целого числа. Здесь $w_0 = \sqrt{2H_\text{т}}$ – условная адиабатная скорость полного расширения в турбине; $\mu = 0,7...1$ – коэффициент использования скорости при выходе из какой-либо ступени в следующей ступени; среднюю величину $(w_{a2})^2_\text{ср}$ приближенно находят по скоростям $w_{a2z}$ за последней и $w_{a21}$ за первой ступенями: $(w_{a2})^2_\text{ср} \approx 0,5(w^2_{a2z} + w^2_{a21})$; $(w_u)^2_\text{ср} \approx 0,5(w^2_{u1} + w^2_{uz})$ – среднее значение квадрата окружной скорости на среднем диаметре перед первым и за последним рабочими колесами; $y_0 = (w_u/w_0)_\eta$ – оптимальное отношение скоростей для одноступенчатой турбины, определяемое по рис. 4.8, в зависимости от средней степени реактивности $\rho_\text{т.ср}$ по всем ступеням турбины. В многоступенчатой газовой турбине можно принимать $\rho_\text{т.ср} = 0,3...0,35$ и соответственно $y_0 = 0,55...0,6$. В цилиндрах высокого и среднего давления паровых турбин величину $\rho_\text{т}$ по ступеням увеличивают от 0,2 до 0,4, в цилиндре низкого давления – от 0,3 до 0,7.

Степень реактивности в ступенях на среднем диаметре обычно выбирают в зависимости от относительной длины лопатки так, чтобы у корня $\rho_\text{тк} \geq 0,05...0,1$. Степень реактивности на среднем диаметре обычно постепенно возрастает от первой ступени к последней.

Теплоперепад в турбине $H_\text{т}(1 + \alpha)$ по ступеням распределяют пропорционально квадрату окружной скорости. Например, в $i$-й ступени

$$H_i = H_\text{т}(1 + \alpha)w^2_{ui} / z\Sigma w^2_{ui}.$$

При определении располагаемого теплоперепада во всех ступенях, кроме первой, следует учитывать скорость подтока газа к сопловому аппарату этой ступени. В первой ступени высокотемпературной охлаждаемой турбины обычно выбирают увеличенный теплоперепад для понижения температуры в последующих ступенях, которые в этом случае могут быть неохлаждаемыми.

## Конструктивные особенности паровых турбин и газотурбинных двигателей

*Паровые турбины.* На конструкцию паровой турбины влияют многие факторы, наиболее существенными из которых являются: назначение и тип турбины, ее мощность, параметры пара (до- и сверхкритические), наличие промежуточного перегрева пара до высокой (обычно до начальной) температуры, конечная влажность пара, режим работы (базовый, пиковый или полупиковый), требования к маневренности, к надежной и экономичной эксплуатации в резкопеременных режимах, особенности технологии изготовления.

Турбины по внутренним конструктивным признакам подразделяют на *активные* и *реактивные*. Для первых характерно наличие перегородок – диафрагм, в которых располагаются неподвижные сопловые лопатки, и наличие ротора, состоящего из скрепленных между собой дисков. Две соседние диафрагмы образуют камеру, в которой вращается диск с рабочими лопатками. В реактивных паровых турбинах рабочие лопатки обычно закреплены на роторе барабанного типа, а сопловые лопатки – в корпусе (цилиндре) турбины или в обоймах, также размещаемых в корпусе.

Одной из основных деталей турбины является цилиндр. Цилиндр имеет сложную форму, переменный по длине диаметр, горизонтальный, а иногда и вертикальный разъемы по соответствующим (горизонтальным и вертикальным) фланцам. В цилиндре закрепляют не только сопловые и направляющие аппараты, но и диафрагмы, обоймы диафрагм и другие элементы статора. Цилиндры имеют патрубки для промежуточных отборов пара, патрубки для подвода и отвода пара.

Конденсационные турбины мощностью до 50 МВт, как правило, одноцилиндровые. Одноцилиндровыми могут быть также конденсационные турбины мощностью до 150 МВт, если они предназначены для работы в полупиковой части графика электрической нагрузки. С увеличением мощности турбины и повышением начальных параметров пара число цилиндров возрастает. Большинство паровых турбин большой мощности имеет до четырех цилиндров, а в некоторых турбинах, например К-1200-240 АО ЛМЗ (это наиболее мощная из всех турбин, выпускаемых отечественной промышленностью), число цилиндров достигает пяти.

В зависимости от параметров пара на входе в цилиндр условно различают цилиндры высокого давления (ЦВД), цилиндры среднего давления (ЦСД) и цилиндры низкого давления (ЦНД).

В одноцилиндровых турбинах ротор турбины подсоединяется к ротору электрогенератора обычно со стороны выхода пара из этого цилиндра. В многоцилиндровых одновальных турбинах цилиндры располагают последовательно по направлению течения пара и по мере снижения значений его параметров, т. е. сначала устанавливают ЦВД, затем ЦСД и один или несколько ЦНД, после чего располагают электрогенератор. Такая компоновка является типовой для всех отечественных паротурбинных установок.

В турбинах с большими объемными расходами пара на входе в цилиндр применяют двухпоточную конструкцию, при которой общий расход делится поровну и каждая из половин расхода пара работает в одинаковой группе ступеней (с одинаковой геометрией проточной части). При этом снижается высота лопаток, особенно рабочих лопаток последней ступени данного цилиндра – наиболее критического элемента конструкции, а также полностью уравновешиваются осевые усилия в цилиндре. Однако при двухпоточной конструкции вдвое возрастает число ступеней

в цилиндре и увеличивается его длина. В основном двухпоточную конструкцию применяют в ЦНД, но она находит применение также и в ЦСД, а в некоторых случаях – даже в ЦВД (например, в турбинах для АЭС). В многоцилиндровых турбинах для уравновешивания осевых усилий применяют противоположное направление потоков пара в различных цилиндрах.

Цилиндры турбины могут быть одностенными (однокорпусными) и двухстенными (двухкорпусными). В двухкорпусных конструкциях уменьшается перепад температур и давлений на каждый из корпусов, что позволяет уменьшить толщины стенок и фланцев корпусов, увеличить скорость прогрева деталей турбины, т. е. повысить маневренные качества турбоагрегатов.

Цилиндры низкого давления выполняют одно-, двух-, а в некоторых случаях и трехстенными. Применение ЦНД таких достаточно сложных конструкций объясняется стремлением исключить влияние возможных деформаций наружного корпуса на зазоры в проточной части. В ряде турбин наружный корпус ЦНД является одновременно и корпусом конденсатора.

В турбинах со сверхкритическими параметрами пара конструкция ЦВД в наиболее горячей части по существу является трехстенной, так как в двойном корпусе устанавливаются сопловые коробки, через которые подводится пар и в которых смонтированы сопла регулирующей ступени. Корпуса паровых турбин для удобства монтажа и демонтажа турбины обычно имеют разъем по горизонтальной плоскости. Корпус в ЦСД, ЦНД и в одноцилиндровых ЦВД имеет иногда не только горизонтальный, но и вертикальный разъемы, что облегчает его механическую обработку и транспортирование.

Разъемы корпуса осуществляют по фланцам. Для сокращения времени прогрева толстых фланцев ЦВД и ЦСД, снижения уровня возникающих в них напряжений, уменьшения относительного теплового расширения ротора и корпуса фланцы и шпильки обогревают паром, отбираемым из цилиндров турбины.

Цилиндры высокого и среднего давления отливают из чугуна или стали, иногда эти цилиндры выполняют сварно-литыми. Корпуса ЦНД и выходные патрубки конденсационных турбин обычно изготовляют сварными из листовой углеродистой стали.

К другим основным узлам и деталям паровой турбины относятся роторы, сопловые и направляющие аппараты, диафрагмы, рабочие лопатки и подшипники.

*Роторы* паровых турбин могут быть дисковыми или барабанными (рис. 4.11, *а*, *б*). Дисковая конструкция характерна для турбин активного типа, барабанная – реактивного. Конструктивно ротор может быть выполнен с насадными дисками, цельнокованым, сварным, сварно-кованым, а также комбинированным. Последние представляют собой сочетание частей ротора – цельнокованой и имеющей насадные диски (см. рис. 4.11, *а*). Их применяют в турбинах, в которых в одном цилиндре температура пара изменяется в большом интервале. Барабанные роторы применяют в основном для ЦСД и для ЦВД тихоходных турбин. В ряде случаев их выполняют сварными, что позволяет уменьшить длины поковок.

*Сопловые аппараты* регулирующих ступеней турбин имеют несколько сегментов сопел, к которым пар подается от разных регулирующих клапанов. Сегменты сопел могут прикрепляться к вставным сопловым коробкам или непосредственно к корпусу турбины. В последнем случае сопловые коробки выполняют совместно с цилиндром. Сопловые аппараты могут изготовляться с наборными

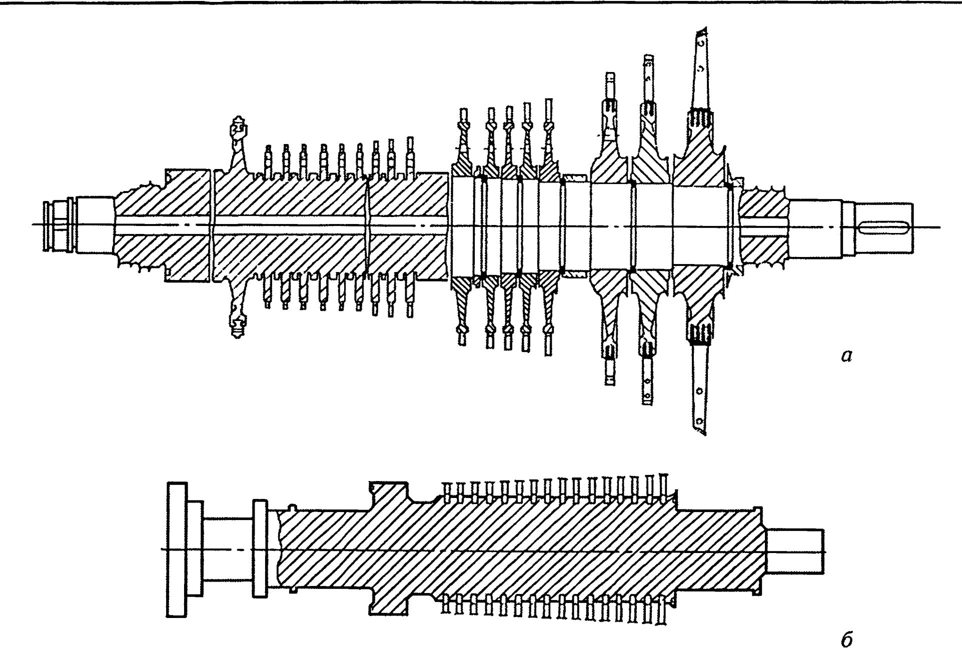



**Рис. 4.11.** Конструкция роторов паровых турбин:
*а* – дисковая (комбинированного типа); *б* – барабанная

лопатками, сварными или литыми. В турбинах высоких параметров сопловые сегменты изготовляют сварно-коваными (фрезерованными) или сварно-литыми.

В двухвенечных ступенях применяют направляющий аппарат, служащий для изменения направления потока пара (см. рис. 4.9). Он состоит из направляющих лопаток, которые закреплены хвостовиками в одной или двух обоймах. Эти обоймы вставляют в расточки верхней и нижней половин цилиндра.

*Диафрагмы* служат для разделения внутренней полости цилиндра на отсеки с различными параметрами пара. В каждой диафрагме размещают неподвижные сопловые лопатки, проходя между которыми поток ускоряется и приобретает необходимое направление для входа в каналы, образованные рабочими лопатками.

Диафрагмы выполняют из двух половин, которые устанавливают соответственно в верхней и нижней частях цилиндра или в верхней и нижней частях промежуточной обоймы. На внутренней расточке диафрагмы размещают сегменты лабиринтных уплотнений для уменьшения протечек пара из одной ступени в другую вдоль ротора. Диафрагмы выполняют стальными или чугунными. Стальные диафрагмы устанавливают в зонах высоких температур пара, а чугунные – в зонах средних и низких температур.

В паровых турбинах современных конструкций для ступеней, работающих при температурах выше 470...520 K, применяют диафрагмы сварной конструкции: сопловые лопатки, которые могут быть выполнены фрезерованием или из профильной светлокатаной полосы, приваривают к бандажам из листовой стали. Полученную решетку лопаток приваривают массивным сварным швом к телу и ободу диафрагмы. Диафрагмы, как правило, имеют горизонтальный разъем, поэтому число

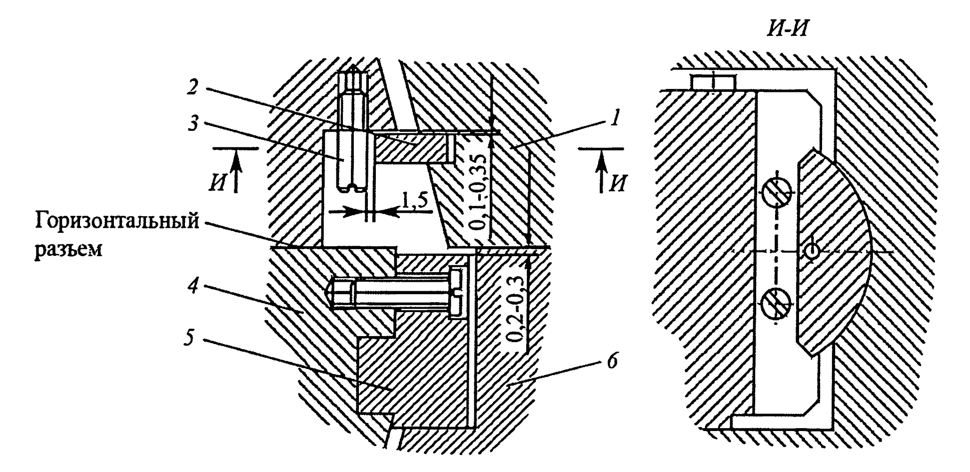



**Рис. 4.12.** Детали крепления диафрагмы в цилиндре или обойме вблизи горизонтального разъема:
*1* – верхняя половина обоймы; *2* – сегментная шпонка; *3* – винты, предохраняющие шпонки от выпадания; *4* – нижняя половина диафрагмы; *5* – шпонка, фиксирующая вертикальное положение диафрагмы; *6* – нижняя половина обоймы

сопловых лопаток во всей диафрагме четное. Для ступеней, работающих в области невысоких температур пара, например, в части низкого давления турбин небольшой мощности, применяют литые диафрагмы. Сопловые лопатки при этом выполняют штампованными из стального листа. Своими концевыми частями они заливаются в тело и обод диафрагмы, отливаемые из чугуна или стали.

В паровых турбинах с регулируемым отбором пара применяют поворотные диафрагмы, не только разделяющие внутреннюю полость цилиндра на отсеки, но и регулирующие пропуск пара в последующие отсеки турбины.

При установке диафрагм в обоймах или цилиндрах обеспечивается плотность и прочность их закрепления для предотвращения утечек пара. Нижнюю половину диафрагмы подвешивают на шпонках *5* (рис. 4.12), верхнюю половину – на шпонках *2*, которые прикрепляют к диафрагме винтами или приваривают к ней. Между наружной цилиндрической поверхностью диафрагмы и расточкой цилиндра или обоймы предусмотрен тепловой радиальный зазор 2...3 мм. Для центровки диафрагмы в вертикальной полости применяют шпонки, прикрепляемые к цилиндру или обойме. В последних ступенях конденсационных турбин верхнюю половину диафрагмы центрируют относительно нижней с помощью точных болтов, шпонок или штифтов (рис. 4.13), а затем крепят к ней с помощью дополнительных болтов.

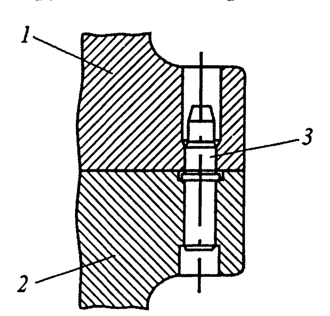



**Рис. 4.13.** Центрирование половин диафрагмы с помощью штифтов:
*1*, *2* – верхняя и нижняя половины диафрагмы; *3* – штифты

*Рабочие лопатки* турбинных ступеней располагают на роторе турбины. В ступенях активного типа каждую рабочую решетку составляют из рабочих лопаток, набранных на ободе диска ротора. В ободе диска выточен паз, в который по окружности заводят хвостовики рабочих лопаток. Необходимое расстоя-

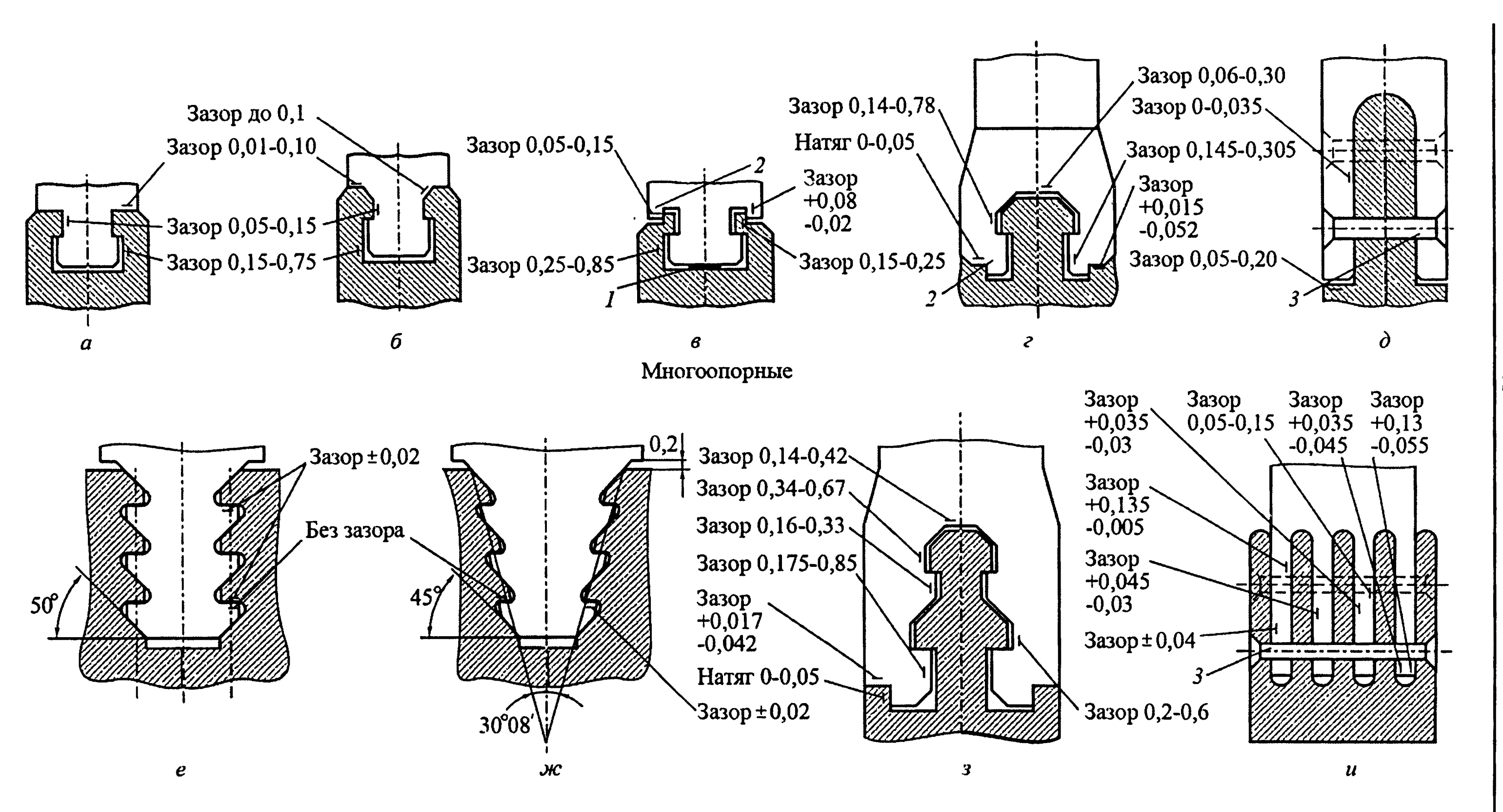



**Рис. 4.14.** Основные типы лопаточных хвостовиков: *1* – пластина (пружина); *2* – заплечики лопатки (диска); *3* – заклепки

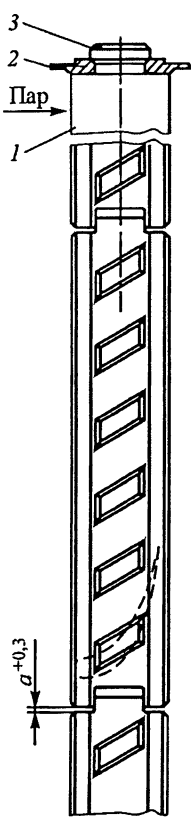



**Рис. 4.15.** Ленточный бандаж рабочих лопаток: *1* – перо лопатки; *2* – бандаж; *3* – шип

ние между лопатками на ободе достигают за счет промежуточного тела, как правило заодно отфрезерованного с хвостовиками лопаток. Хвостовики рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин нагружены особенно большими инерционными силами. Поэтому конструктивное выполнение этих хвостовиков (рис. 4.14, *д, и*) существенно отличается от хвостовиков коротких лопаток. Для коротких лопаток широко применяют одноопорные Т-образные хвостовики (рис. 4.14, *а–в*). Для обеспечения плотности посадки под хвостовик подкладывают стальную пластину или пластинчатую пружину *1*. Т-образный и грибовидный (см. рис. 4.14, *в, г, з*) хвостовики могут иметь заплечики *2* для предотвращения расхождения щек диска или хвостовика от действия изгибающих моментов, возникающих в них от действия инерционных сил лопаток и бандажей при вращении.

Двух- (см. рис. 4.14, *з*) и трехопорные грибовидные хвостовики нашли применение в рабочих лопатках средних и последних ступеней ХТЗ, а вильчатые с «верховой посадкой» (см. рис. 4.14, *д, и*) – в лопатках средних и последних ступеней турбин АО ЛМЗ. К ободу диска лопатки крепят заклепками *3*, расположенными на стыке хвостовиков двух лопаток. Для набора рабочих лопаток с внутренней посадкой в диск и пазом по окружности (см. рис. 4.14, *а–в, е, ж*) используют один или два диаметрально расположенных замковых паза. Каждую рабочую лопатку вставляют в диск через замковый паз, а затем продвигают по пазу диска. После набора всех лопаток устанавливают одну или две замковые лопатки с натягом, обеспечивающим плотное прилегание рабочих лопаток друг к другу. Замковые лопатки крепят двумя заклепками. Для установки рабочих лопаток с грибовидным хвостовиком (см. рис. 4.14, *г, з*) в местах их заводки на диск срезают выступы грибовидных хвостов диска. Через эти места заводят все рабочие лопатки, а затем устанавливают замковую лопатку, которую крепят двумя штифтами.

Профильная часть (перо) лопатки ограничена сверху ленточным бандажом (рис. 4.15), служащим для соединения по пять-десять лопаток в пакет. Такое крепление способствует повышению частоты свободных колебаний и вибрационной прочности лопаток. Иногда бандаж применяют для уплотнения радиального зазора. Шип на лопатке выполняют фрезерованием, он предназначен для крепления

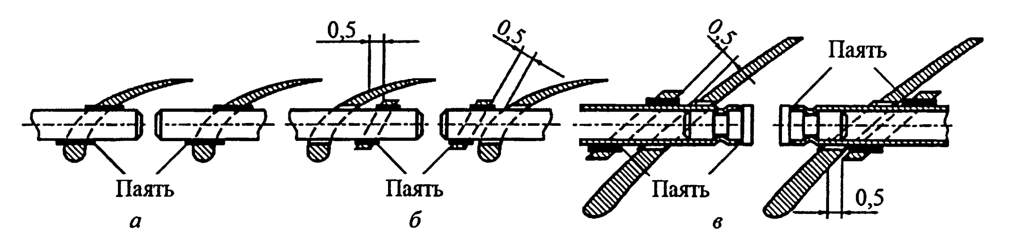



**Рис. 4.16.** Конструкция проволочных и трубчатых бандажей: проволочный, припаянный (*а*) и неприпаянный (*б*) к лопатке; трубчатый (*в*)

бандажа расклепкой или пайкой. Часто длинные рабочие лопатки выполняют без периферийного ленточного бандажа. Вместо него устанавливают легкий проволочный, а иногда для уменьшения напряжений – трубчатый бандаж (рис. 4.16).

В большинстве паровых турбин применяют подшипники скольжения.

В табл. 4.1 и 4.2 соответственно приведены основные характеристики ряда мощных конденсационных и теплофикационных турбин, эксплуатируемых и выпускаемых в настоящее время.

*Таблица 4.1*

| Параметры | Марка турбины и завод-изготовитель | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | К-200-130, АО ЛМЗ | К-300-240, АО ЛМЗ | К-500-240-2, ХТЗ | К-800-240-2, ХТЗ | К-1200-240, АО ЛМЗ |
| Номинальная мощность, МВт | 210 | 300 | 500 | 800 | 1200 |
| Число регенеративных отборов пара | 7 | 8 | 9 | 8 | 9 |
| Расход пара, кг/с | 165 | 247 | 458 | 670 | 1018 |
| Число ступеней:<br>– ЦВД<br>– ЦСД<br>– ЦНД | <br>12<br>11<br>4 × 2 | <br>12<br>12<br>5 × 3 | <br>10<br>11<br>5 × 4 | <br>11<br>9 × 2<br>5 × 6 | <br>8<br>82<br>5 × 6 |
| КПД установки, % | 44,8 | 46,7 | 46,7 | 46,7 | 47,1 |
| Длина последней лопатки, мм | 765 | 960 | 1030 | 960 | 1200 |

*Таблица 4.2*

| Параметры | Марка турбины и завод-изготовитель | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Т-100-130, ПО УТМЗ | Р-100-130, ПО УТМЗ | Т-250/300-240, ПО УТМЗ | ПТ-135/165-130/15, ПО УТМЗ |
| Номинальная мощность, МВт | 105 | 100 | 250 | 135 |
| Тепловая нагрузка, ГДж/ч | – | – | 1590 | 460 |
| Число регенеративных отборов пара | 7 | 3 | 8 | 8 |
| Расход пара, кг/с | 127 | 251 | 265 | 208 |
| Число ступеней в:<br>– ЦВД<br>– ЦСД<br>– ЦНД | <br>9<br>14<br>2 × 2 | <br>13<br>–<br>– | <br>12<br>10 + (6 × 2)<br>3 × 2 | <br>13<br>7<br>5 |
| Длина последней лопатки, мм | 550 | – | 940 | 850 |




**Рис. 4.17.** Продольный разрез турбины К-300-240 АО ЛМЗ (начало)

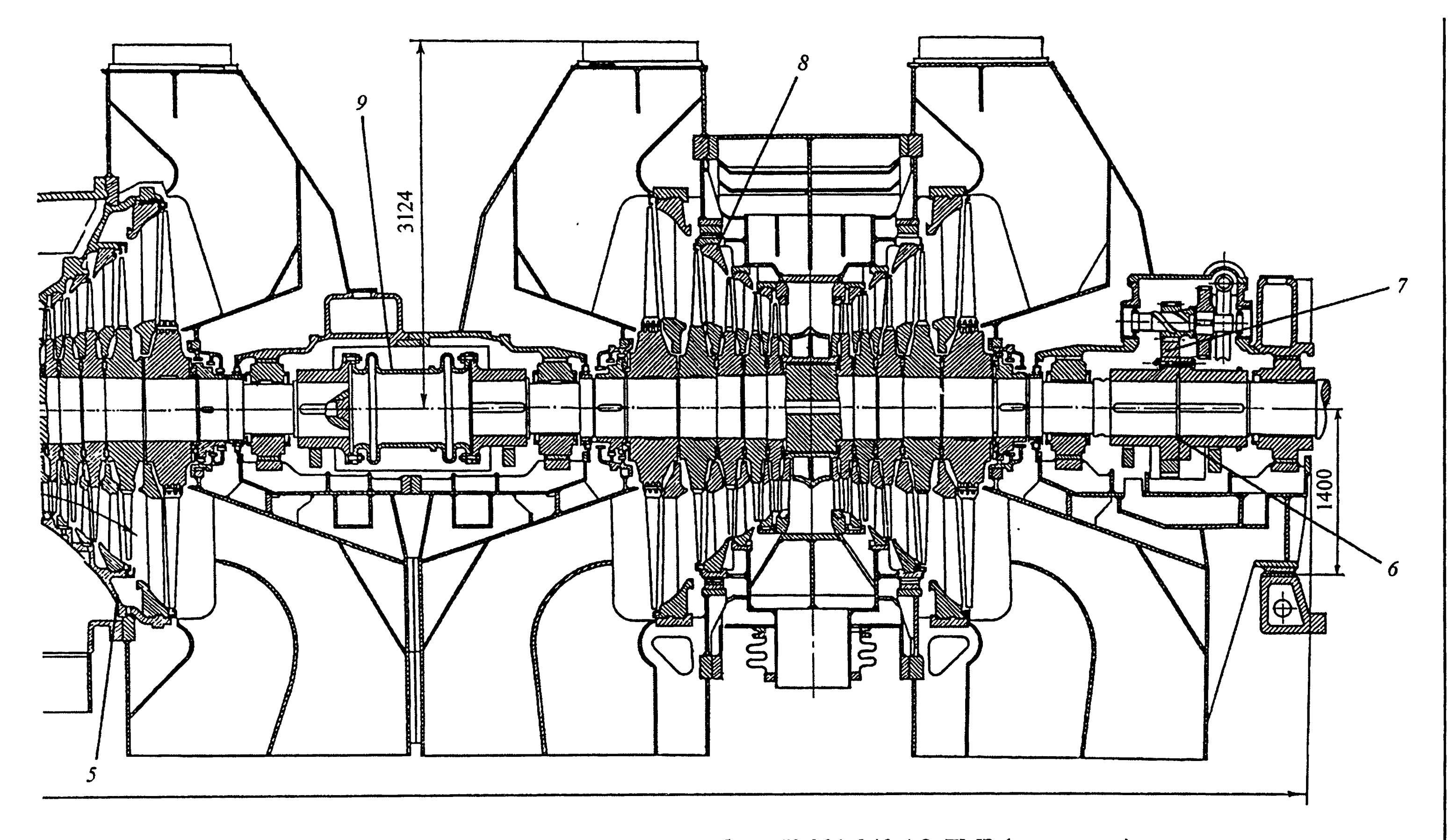



**Рис. 4.17.** Продольный разрез турбины К-300-240 АО ЛМЗ (окончание)

В качестве примера рассмотрим основные особенности конструкции конденсационной турбины К-300-240 АО ЛМЗ (рис. 4.17). Свежий пар от котла направляют через сопловые коробки *1* к одновенечной регулирующей ступени *2*, которая находится в средней части ЦВД *3*. Далее пар проходит пять ступеней, расположенных во внутреннем корпусе ЦВД. В этих ступенях направление движения пара – от электрогенератора в сторону переднего подшипника. После выхода из внутреннего корпуса пар поворачивает на 180° (петлевая схема течения) и поступает в следующие шесть ступеней ЦВД. Эти ступени расположены в двух обоймах, крепящихся в наружном корпусе ЦВД. После ЦВД пар с давлением 3,92 МПа по паропроводу поступает в промежуточный пароперегреватель котла, а затем возвращается в ЦСД *4* турбины. Параметры пара на входе в ЦСД составляют 3,53 МПа, 838 К. В ЦСД все двенадцать ступеней выполнены заодно с валом, аналогично исполнению ротора ЦВД. Такая конструкция ротора может быть условно отнесена к дисковой. После двенадцатой ступени пар направляют в ЦНД *5* и *8*, который выполнен трехпоточным. Один из этих потоков *5* по существу совмещен с ЦСД, а два других *8* находятся в отдельном корпусе ЦНД. В каждом из этих трех потоков ЦНД имеется по пять ступеней с дисками, насаженными на валы (это роторы дискового типа с насадными дисками).

Роторы ЦВД и ЦСД связаны между собой жесткой муфтой *10*. Роторы среднего и низкого давления соединены полугибкой муфтой *9*. Для соединения валов турбины и электрического генератора использована жесткая муфта *6*, снабженная зубчатым колесом *7* для валоповоротного устройства. Это устройство применяют во всех турбинах для предотвращения опасных прогибов роторов, возникающих при нагреве или остывании турбины, и включают периодически или постоянно для проворачивания ротора неработающей турбины.

Осевые усилия воспринимаются комбинированным радиально-осевым подшипником, который расположен между ЦВД и ЦСД.

***Газотурбинные установки и двигатели.*** Конструкции ГТУ и ГТД и их узлов зависят от выбранной конструктивной схемы, т. е. взаимного расположения компрессоров, камер сгорания, турбин, воздухоохладителей и регенераторов (рис. 4.18). По простейшей одновальной схеме (рис. 4.18, *а*) без регенератора выполняют энергетические пиковые ГТУ и ГТУ вспомогательного назначения, приводящие электрогенератор. По этой же схеме были выполнены ГТД первого отечественного газотурбовоза и многие авиационные турбореактивные двигатели. Для транспортных ГТД сравнительно малой мощности (до 1...1,5 МВт), например автомобильных, характерна двухвальная конструктивная схема (рис. 4.18, *б*). По этой же схеме изготовляют пиковые (без регенерации) и базовые энергетические (с регенерацией) ГТУ, а также ГТУ для газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов.

Трехвальную схему (рис. 4.18, *в*) применяют для транспортных ГТД большой мощности (свыше 5 МВт), например судовых, а также пиковых и аварийных стационарных энергетических ГТУ, если в качестве газогенератора (блоков компрессоров и турбин высокого и низкого давления) используют авиационный реактивный двигатель, сопло которого заменено на диффузорный патрубок с силовой турбиной.

По трехвальной схеме без регенерации на ПО НМЗ выполнена мощная ГТУ для магистральных газопроводов – установка ГТН-25 (рис. 4.19).

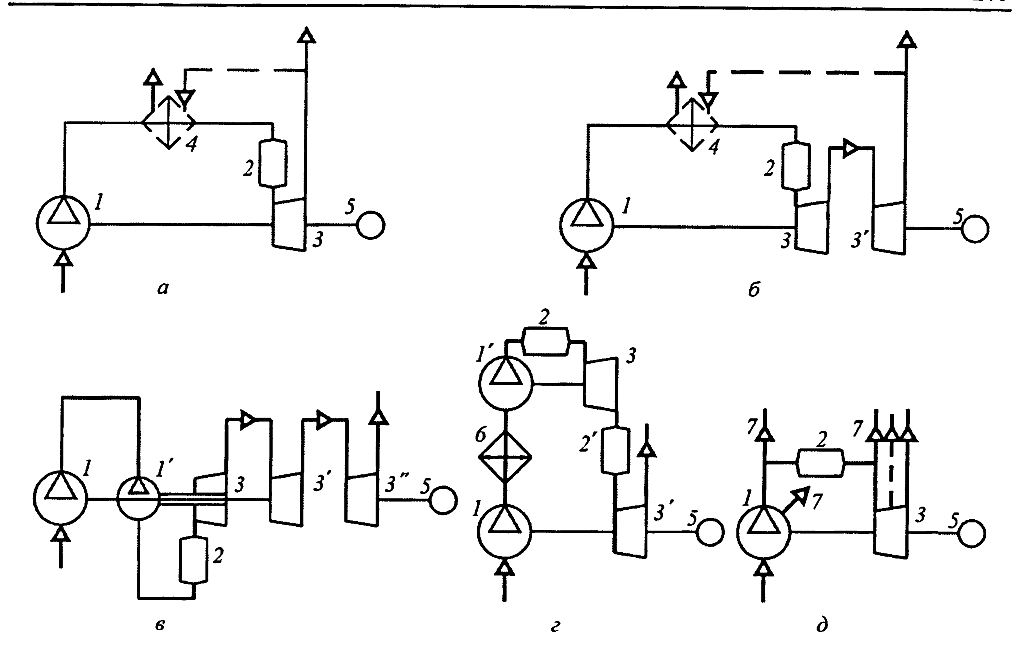



**Рис. 4.18.** Основные конструктивные схемы ГТД и ГТУ:
*1* и *1'* – компрессоры; *2* и *2'* – камеры сгорания; *3*, *3'*, *3''* – турбины; *4* – регенератор; *5* – нагрузка; *6* – воздухоохладитель; *7* – отборы воздуха (газа)

В целях повышения экономичности таких ГТУ применяют промежуточное охлаждение при сжатии воздуха и регенерацию. По двухвальной схеме с промежуточным охлаждением воздуха между двумя компрессорами, приводимыми одной турбиной высокого давления, с силовой турбиной низкого давления и регенерацией выполнена спроектированная специалистами ПО НМЗ газотурбинная установка «Надежда» мощностью 16,3 МВт с расчетным КПД 42...43 %.

По двухвальной схеме с блокированной турбиной нагрузки (т. е. турбиной, приводящей не только нагрузку, но и компрессор) (рис. 4.18, *г*) могут выполняться базовые стационарные энергетические ГТУ большой мощности. Подобную схему, включающую промежуточные воздухоохладители *6* и камеру сгорания *2'*, имеет установка ГТ-100-750, показанная на рис. 4.20.

ГТУ с одновальным турбокомпрессором с отбором воздуха или газа (рис. 4.18, *д*) встраивают в технологические процессы химических, нефтеперерабатывающих и металлургических производств.

Конструкции узлов стационарных, транспортных и авиационных ГТД и ГТУ достаточно разнообразны. Стационарная энергетическая установка ГТ-100-750 (см. рис. 4.20) предназначена для работы в качестве пиковой, но может работать и как базовая. Топливом служит газ или жидкое топливо. Мощность установки 100 МВт при температуре окружающего воздуха 278 К и начальной температуре газа 1023 К. КПД установки составляет 28 %, расход воздуха через компрессор низкого давления 435 кг/с, длина лопатки первой ступени компрессора 520 мм.

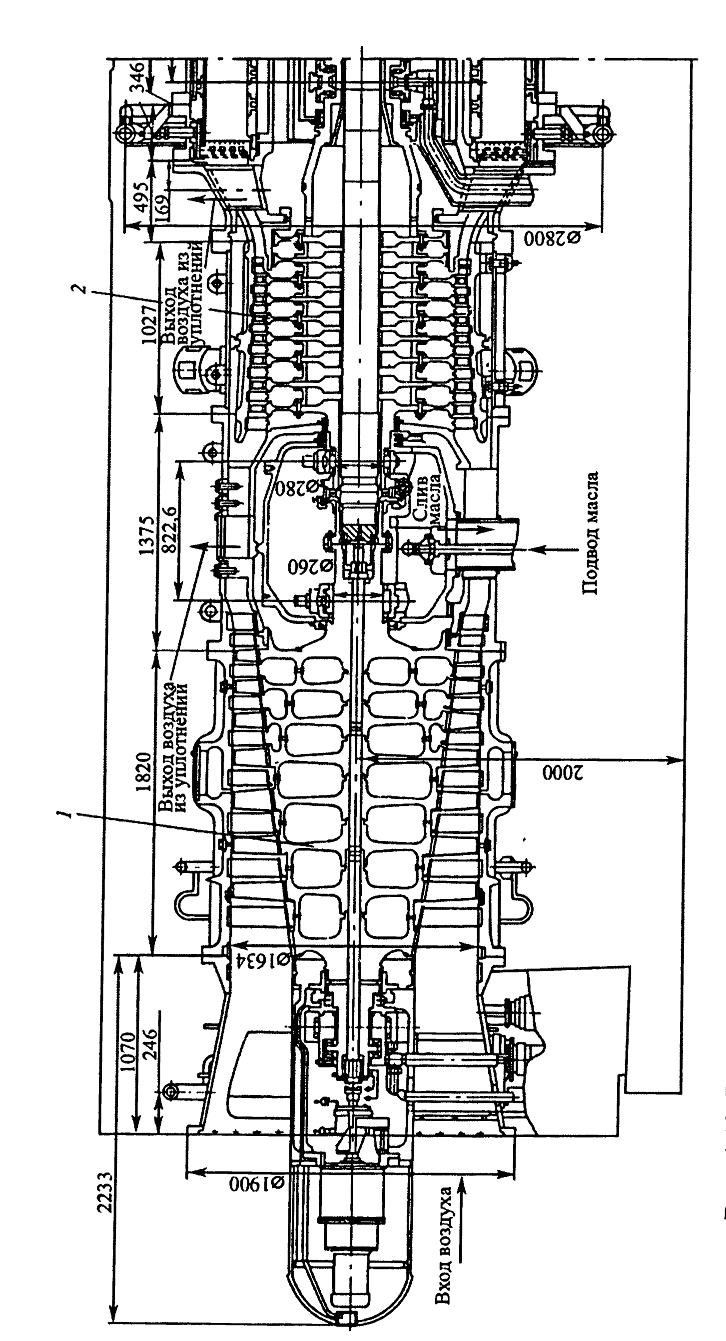



**Рис. 4.19.** Продольный разрез газотурбинной установки ГТН-25 ПО НМЗ (начало):
*1* – КНД; *2* – КВД; *3* – камера сгорания; *4* – ТВД; *5* – ТНД; *6* – силовая турбина

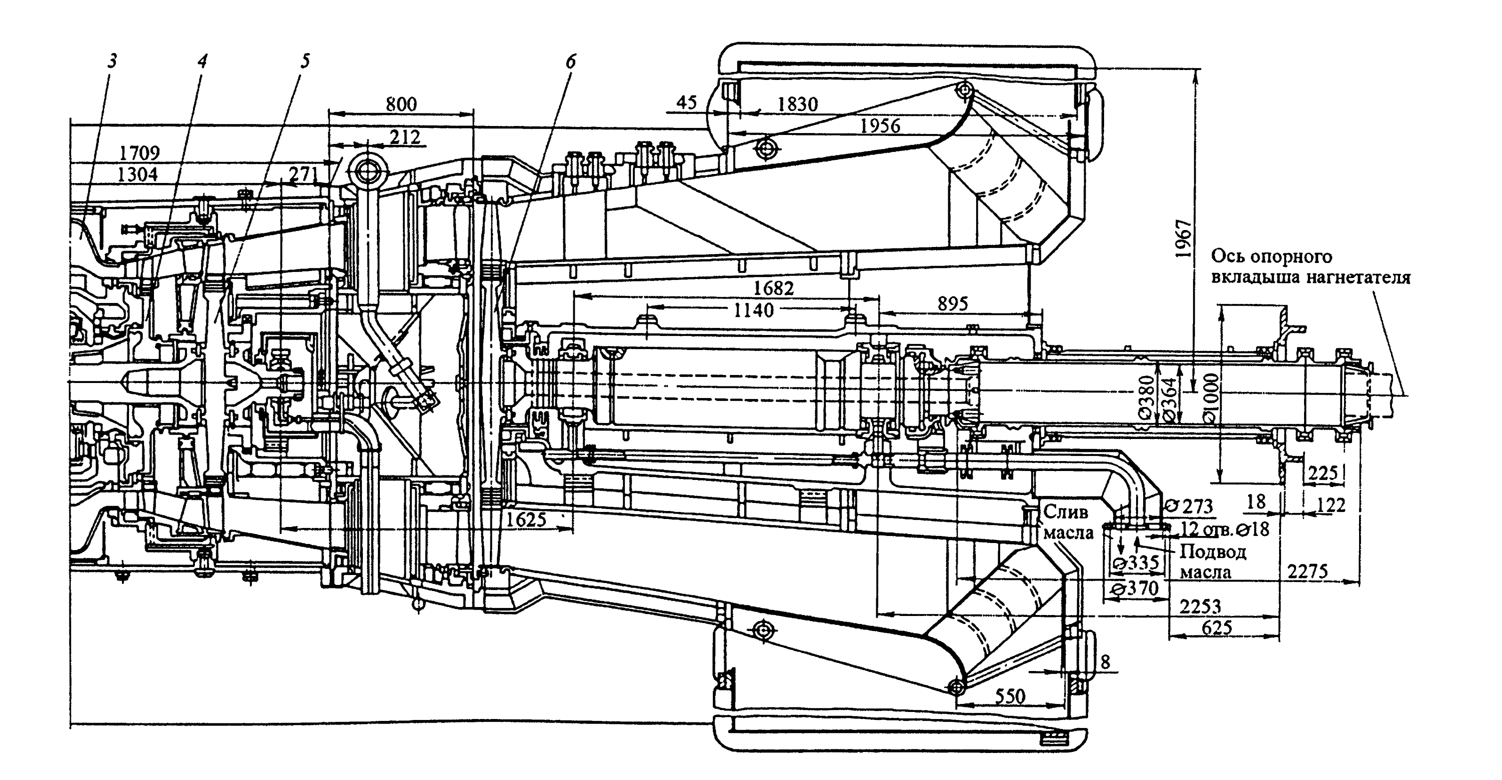



**Рис. 4.19.** Продольный разрез газотурбинной установки ГТН-25 ПО НМЗ (окончание):
*1* – КНД; *2* – КВД; *3* – камера сгорания; *4* – ТВД; *5* – ТНД; *6* – силовая турбина

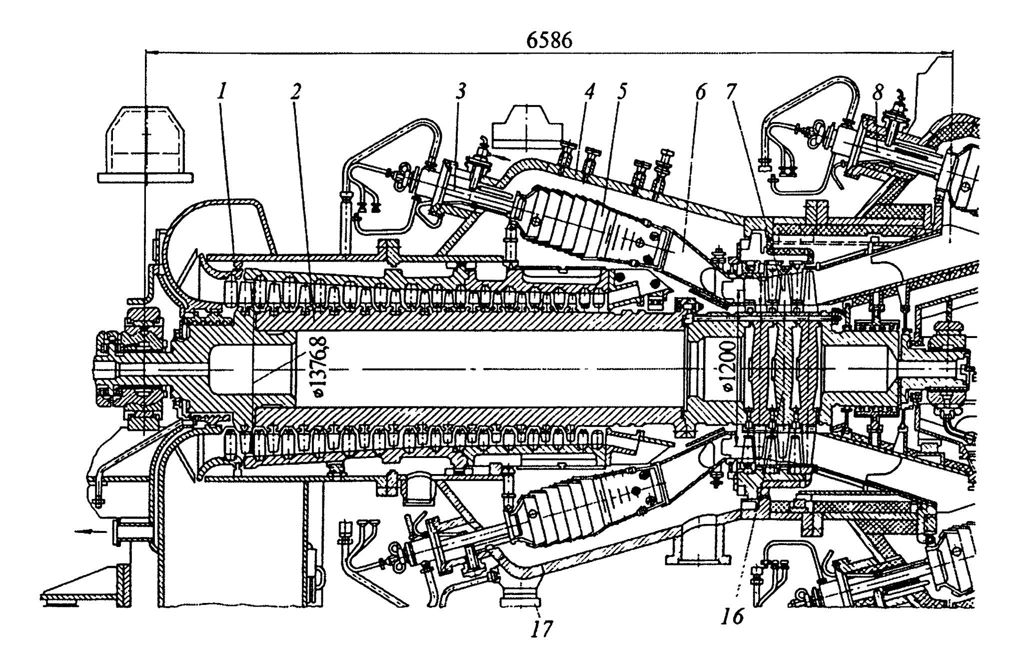



**Рис. 4.20.** Продольный разрез установки ГТ-100-750 АО ЛМЗ (начало)

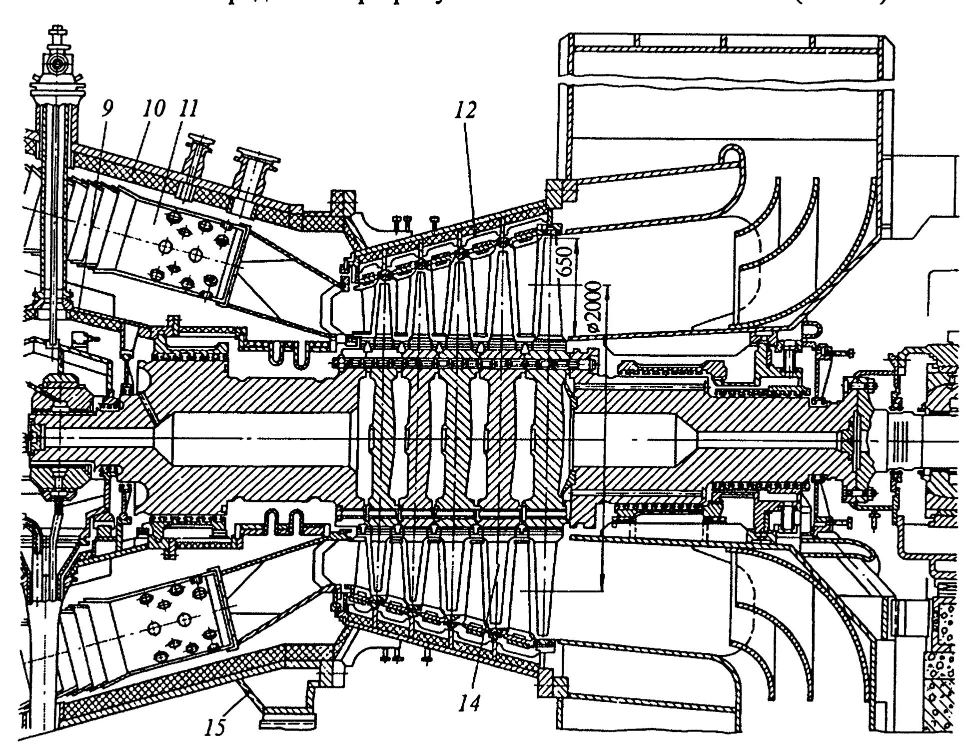



**Рис. 4.20.** Продольный разрез установки ГТ-100-750 АО ЛМЗ (продолжение)

Компрессор *1*, камера сгорания *4* и турбина *7* высокого давления (ТВД) составляют единый блок, конструктивно объединенный общим силовым корпусом с камерой сгорания *10* и турбиной *12* низкого давления (ТНД). Отдельный блок представляет собой компрессор *13* низкого давления (КНД).

Корпуса узлов мощных стационарных и многих транспортных ГТУ обычно выполняют разъемными по горизонтальной плоскости. В конструкции сварного корпуса турбоблока установки ГТ-100-750, кроме общего горизонтального разъема, имеются два вертикальных, облегчающих изготовление и сборку корпуса.

Камера сгорания высокого давления *4* состоит из двенадцати расположенных наклонно (для сокращения длины вала) жаровых труб *5*, находящихся в одном корпусе и объединенных кольцевым газосборником *6*, из которого продукты сгорания поступают в ТВД *7*. Камеры сгорания такого типа называют трубчато-кольцевыми. В жаровую трубу *5* топливо подается через форсунку *3*. Корпус ТВД – двухступенчатый, состоит из наружного разъемного по горизонтали корпуса и обоймы из двух половин, в которых монтируются сопловые сегменты, включающие в себя несколько сопловых лопаток каждый. Камера сгорания *10* низкого давления также имеет двенадцать наклонно расположенных жаровых труб *11* и форсунок *8* и по конструкции аналогична камере сгорания высокого давления.

Корпус ТНД *12* – одностенный, имеет горизонтальный разъем. Сопловые лопатки каждой ступени объединены в сегменты, установленные на выступах корпуса. Силовой корпус турбоблока имеет две пары горизонтальных лап, которыми опирается на вертикальные стойки *15* и *17*, закрепленные на фундаменте.

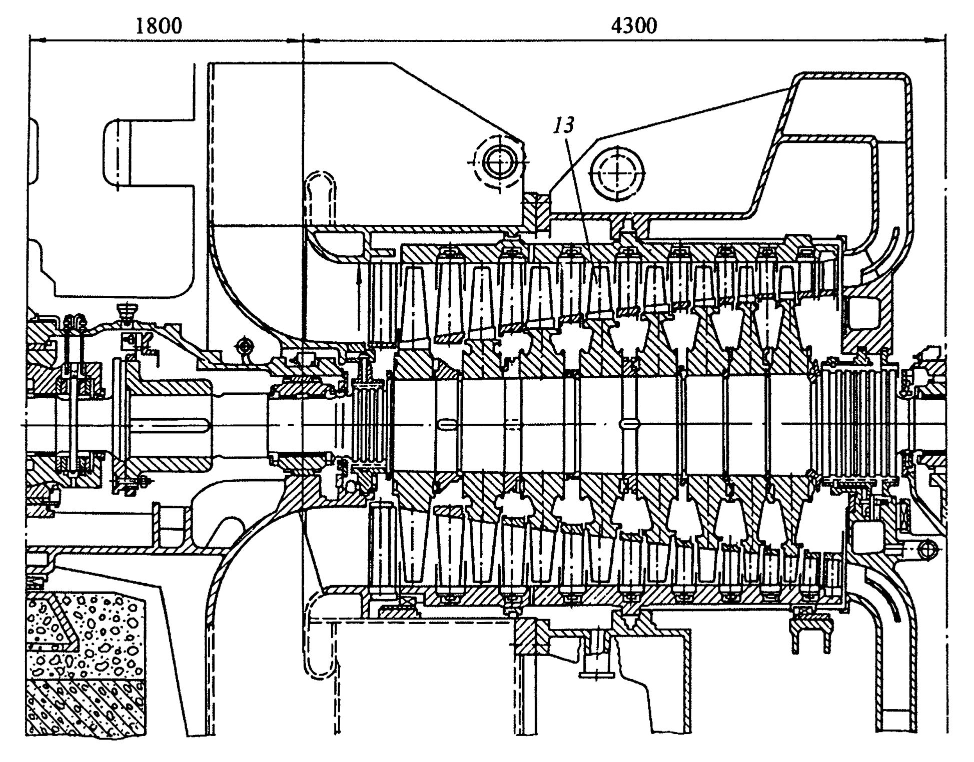



**Рис. 4.20.** Продольный разрез установки ГТ-100-750 АО ЛМЗ (окончание)

Ротор *2* компрессора высокого давления (КВД) – барабанного типа, цельнокованый, с пазами под хвостовики рабочих лопаток, выточенными в окружном направлении. К ротору через кольцевую проставку двенадцатью стяжными болтами крепят три диска *16* ТВД. Рабочие лопатки турбины удерживаются в дисках благодаря двухзубчатому елочному хвостовику. Аналогично крепят лопатки на диске и соединяют пять дисков *14* ТНД в единую конструкцию.

Несмотря на невысокую максимальную температуру газа, в этой установке применено охлаждение сегментов сопловых лопаток, корневых частей рабочих лопаток и дисков, что обеспечивает возможность использования материалов меньшей стоимости и повышение работоспособности блока подшипников *9*, находящихся в тяжелых температурных условиях работы (между ТВД и ТНД).

Термодинамические и конструктивные принципы, заложенные в установку ГТ-100-750, позволяют совершенствовать ее двумя путями: увеличивая число промежуточных охлаждений и подогревов и повышая начальную температуру газа между обеими турбинами, не изменяя тепловой схемы. В результате увеличения числа промежуточных охлаждений и подогревов можно при умеренных температурах газа (1050...1100 К) обеспечить КПД установки, равный 38...40%. Такой же КПД можно получить в ГТУ более простой схемы, но с более высоким значением $T_г$.

Среди судовых ГТУ наибольшее применение находят легкие прямоточные установки (рис. 4.21). Принципиальная схема такой установки соответствует приведенной на рис. 4.18, *в*.

Газотурбинный двигатель состоит из воздухозаборника *1*, КНД *4*, КВД *5*, камеры сгорания *6*, ТВД *7*, ТСД *8* и ТНД (турбины винта) *10*. Компрессор *5* приводится во вращение турбиной *7*, компрессор *4* – турбиной *8*; вал компрессора *4* и турбины *8* проходит внутри вала компрессора *5* и турбины *7* (конструкция «вал в валу»). Мощность турбины *10* винта через рессору *13* и редуктор *14* передается винту. Роторы всех трех турбин имеют разную частоту вращения. Для передачи мощности от пусковых электродвигателей и для привода расположенных на корпусе двигателя механизмов служат передняя *2* и основная *3* коробки приводов. Маслоагрегат *15* также получает мощность от вала компрессора. Все элементы ГТД смонтированы на общей раме *16*. Кожух *12* газоотводного патрубка *11* сообщается с кожухом двигателя *9*. Окружающий воздух эжектируется отработавшими газами и, проходя между кожухом и корпусом двигателя, охлаждает их.

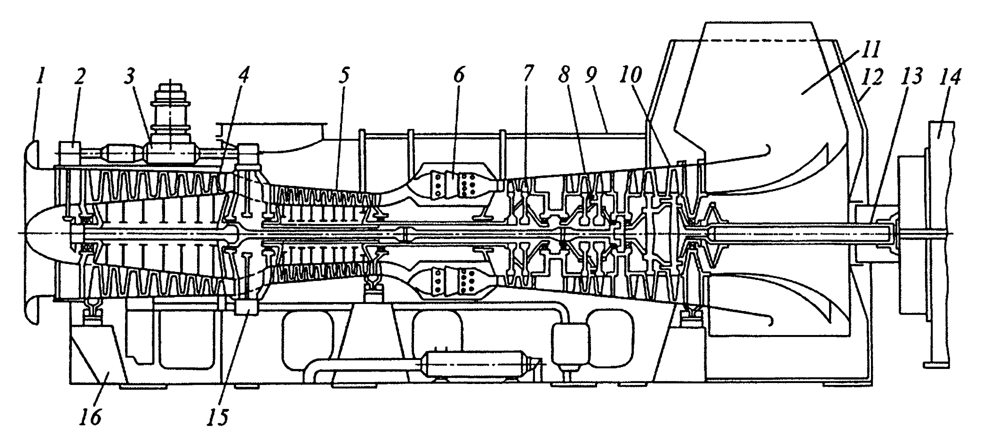



**Рис. 4.21.** Схема судового ГТД прямоточного типа

Установки такого типа могут работать в составе комбинированных парогазовых установок, поскольку на выходе имеется теплота высокого потенциала, которая весьма эффективно используется для получения пара, работающего в дополнительной паровой турбине. Пар получается в котле-утилизаторе, устанавливаемом за ГТУ. Мощность паровой турбины через общий с ГТУ редуктор может передаваться винту или электрогенератору. Утилизация теплоты за ГТУ позволяет увеличить на 25...30 % мощность установки без дополнительного расхода топлива. В отличие от регенерации введение утилизации теплоты не нарушает прямоточность ГТУ.

Утилизация теплоты отходящих газов может быть осуществлена также и другим путем – впрыском пара, получаемого в котле-утилизаторе, в камеру сгорания ГТУ (так называемым энергетическим впрыском пара). При этом обеспечивается высокая экономичность установки и снижение выбросов оксидов азота в атмосферу. При необходимости пар можно использовать для технологических целей и теплофикации. Примером такой установки является ПГУ-25 (рис. 4.22), состоящая из газотурбинного двигателя, котла-утилизатора и электрогенератора. Мощность такой установки 25 МВт, причем без подачи энергетического пара она намного меньше – 16 МВт. Установка предназначена для применения на стационарных и плавучих электростанциях, работающих в пиковом и базовом режимах. Коэффициент полезного действия ПГУ-25 достигает 45 %, в то время как у исходного двигателя он составляет всего 35,6 %.

Установка ПГУ-25 выполнена по блочно-контейнерной схеме. Для стационарных электростанций установку делят на шесть контейнерных блоков, в том числе блок двигателя и блок электрогенератора. Двигатель, в свою очередь, имеет модульную конструкцию и допускает возможность замены при ремонте в условиях эксплуатации навесных агрегатов, топливных форсунок, жаровых труб камеры сгорания, компрессора низкого давления, турбины, приводящей в действие электрогенератор. Следует отметить, что высокие термодинамические показатели комби-

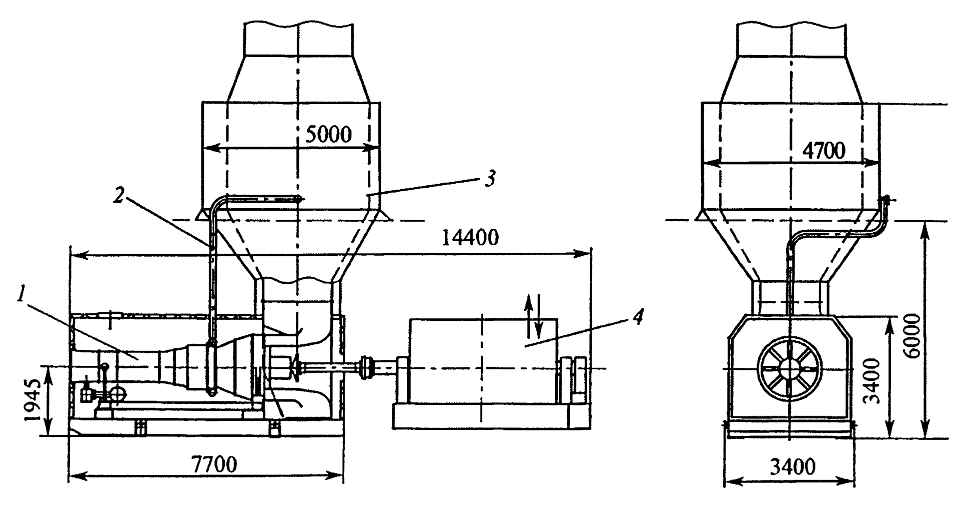



**Рис. 4.22.** Схема энергетической ПГУ с утилизацией теплоты уходящих из ГТД газов:
*1* – ГТД; *2* – трубопровод для энергетического впрыска пара; *3* – котел-утилизатор; *4* – электрогенератор

нированной установки достигаются путем значительного ее утяжеления по сравнению с исходным двигателем. Основной прирост массы происходит из-за тяжелого котла-утилизатора: его масса достигает 56 т, в то время как масса исходного ГТД – всего 9 т.

В судовых и стационарных ГТУ, выполняемых по схеме рис. 4.21, имеется возможность дальнейшего повышения температуры газа при одновременном увеличении $\pi_к$ и соответственно КПД установки.

Для применения высоких температур $T_г$ в ГТУ (или ГТД) любого типа необходимо вводить интенсивное охлаждение проточной части и, в первую очередь, лопаток, поскольку жаропрочность металлических сплавов ограничена. В настоящее время практически ни одну ГТУ (или ГТД) не выполняют без охлаждения лопаток.

Турбины, в первую очередь их сопловые и рабочие лопатки, как правило, охлаждают воздухом, отбираемым за компрессором или из его проточной части. Пример организации воздушного охлаждения турбины показан на рис. 4.23. Суммарный расход воздуха на охлаждение всех деталей и узлов турбины может быть существенным – до 10% и более расхода на входе в компрессор. Столь заметные расходы и вызывают потери, о которых говорилось ранее.

Охлаждаемые сопловые и рабочие лопатки отличаются большим многообразием конструкций. Это многообразие объясняется стремлением создать высокоэффективную конструкцию лопатки, на охлаждение которой расходовалось бы минимально возможное количество воздуха, в которой были бы минимальные потери из-за охлаждения и при этом обеспечивались минимальные гидравлические потери в самом охлаждающем воздушном тракте, а также требуемая прочность и технологичность деталей.

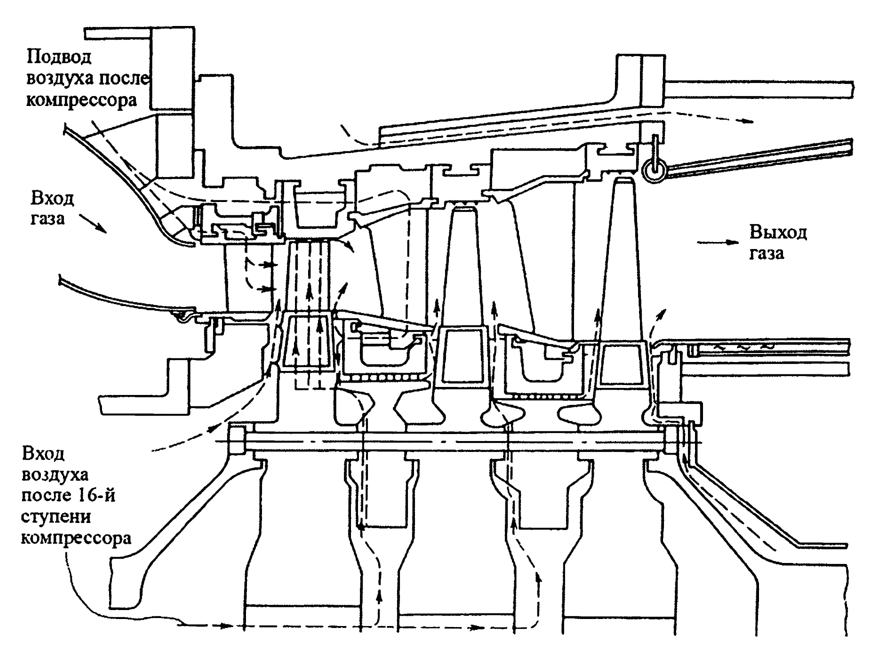



**Рис. 4.23.** Конструкция охлаждаемой газовой турбины (стрелками показаны направления течения охлаждающего воздуха)

При разработках высокотемпературных газовых турбин выбирают какую-либо схему охлаждения каждого соплового аппарата и рабочего колеса. Основная цель выбора – обеспечить требуемое снижение температуры металла лопатки при минимально возможном расходе охладителя. Чем меньше относительный расход воздуха на охлаждение $g_{охл} = m_{охл}/m_в$ ($m_{охл}$, $m_в$ – соответственно массовые расходы воздуха, идущего на охлаждение, и при входе в компрессор ГТУ) при определенной $T_г$ и температуре $T_л$ металла лопатки, тем экономичнее при прочих равных условиях система охлаждения.

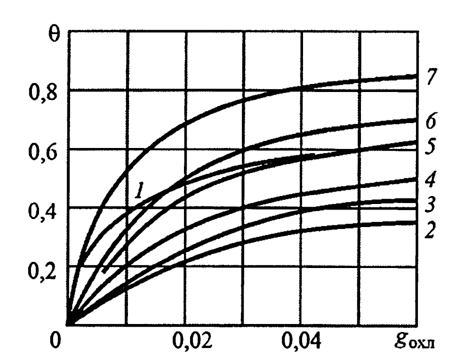



**Рис. 4.24.** Зависимости относительной глубины охлаждения лопаток θ от относительного расхода охлаждающего воздуха $g_{охл}$:
*1...7* – охлаждаемые лопатки различных конструкций

Экономичность или, как иногда говорят, эффективность воздушного охлаждения часто характеризуют относительной глубиной охлаждения

$$\theta = (T_г - T_л)/(T_г - T_{в.вх}),$$

где $T_{в\,вх}$ – температура охлаждающего воздуха при входе в лопатку, а также указанным относительным расходом воздуха $g_{охл}$. Чем выше значение θ, тем температура лопатки меньше отличается от температуры охлаждающего воздуха, следовательно, тем лучше лопатка охлаждается. Принято строить зависимости $\theta = \theta(g_{охл})$ (рис. 4.24) для каждой конкретной лопатки (и даже для ее отдельных участков) и определять значения θ, соответствующие значениям $g_{охл}$ для лопаток различных конструкций. Из рис. 4.24 следует, что при одном и том же значении $g_{охл}$ эффективность охлаждения θ может изменяться в широких пределах для различных лопаток. Схема лопатки, характеризующейся высоким значением θ при умеренных расходах воздуха, показана на рис. 4.25.

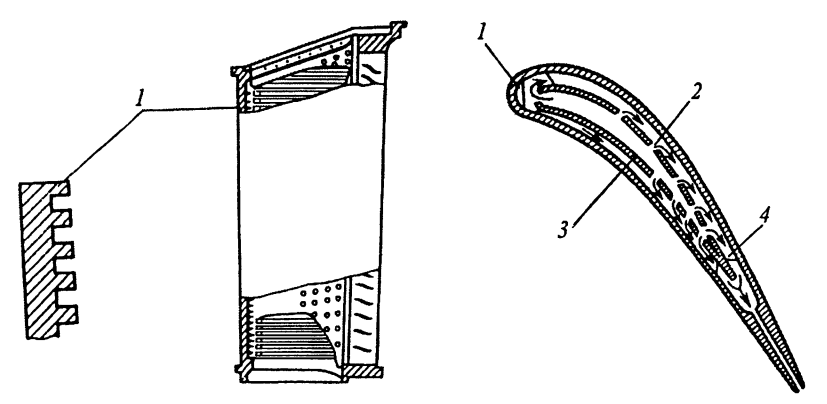



**Рис. 4.25.** Схема сопловой лопатки с эффективным охлаждением:
*1* – оребрение входной кромки; *2* – отверстия (перфорация) во внутренней вставке (дефлекторе); *3* – дефлектор; *4* – поперечное оребрение внутренней поверхности срединного участка профиля

## 4.2. Циклы, схемы и параметры

***Паротурбинные установки на органическом топливе.*** Действительные циклы ПТУ, ГТУ и комбинированных установок, включающих в себя ГТУ и ПТУ, отличаются от рассмотренных идеальных термодинамических циклов тем, что каждый процесс, составляющий цикл, является в той или иной степени необратимым вследствие тепловых, газодинамических и механических потерь, приводящих к снижению полезной работы, а следовательно, КПД цикла. Так, на рис. 4.26 в $sT$-координатах показан действительный цикл *ан'кк'п'т'а* простейшей конденсационной ПТУ (см. рис. 1.36). Процесс *а–н'* повышения давления воды в насосе необратим в основном в результате потерь на трение, поэтому в действительности он происходит с повышением энтропии и изображается линией *а–н*. Процессы *н–к* подогрева воды при постоянном давлении до температуры кипения и *к–к'* испарения при постоянной температуре одинаковы в обоих циклах. Процессы перегрева воды, идеальный *к'–п'* и действительный *к'–п* отличаются вследствие тепловых и гидравлических потерь в паропроводе между котлом и турбиной. Действительный процесс *п–т* расширения пара в турбине, в отличие от идеального *п'–т'*, осуществляется с повышением энтропии, которое обусловлено потерями в турбине. Процесс *т–а*, замыкающий действительный цикл, соответствует процессу отвода теплоты в конденсаторе. Потери в насосе, паропроводе, турбине и конденсаторе показаны на рис. 4.26, *а* площадками соответственно *I*, *II*, *III* и *IV* ($T_х$ – температура воды, охлаждающей конденсат).

Давление $p_п$ пара на выходе из котлов современных ПТУ достигает 13...24 МПа, а давление $p_т$ в конденсаторе составляет 0,003...0,007 МПа, что соответствует температуре насыщения примерно 298...308 К.

Особенность паровой турбины ПТУ – ее работа при умеренной температуре свежего пара ($T_п \approx 810...880$ К), определяемой главным образом свойствами металлов турбин, котлов и пароперегревателей, и очень больших степенях понижения давления

$$\pi_т = p_п/p_т \approx 2000...6000,$$

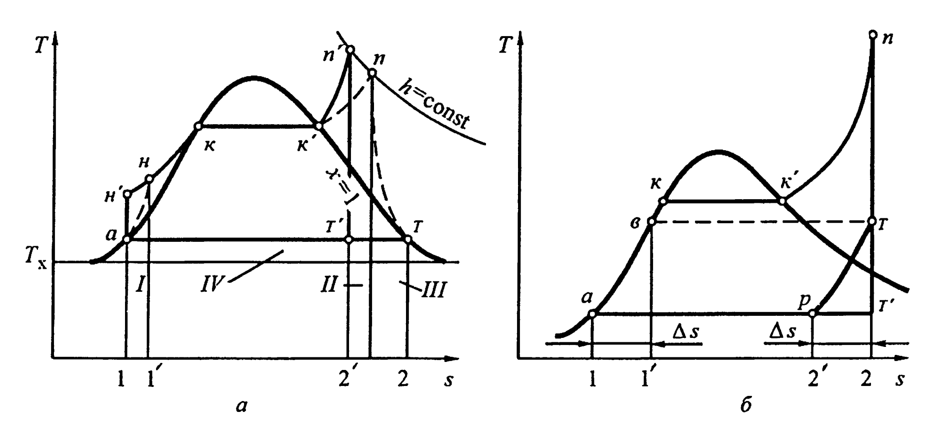



**Рис. 4.26.** Циклы ПТУ в $sT$- координатах:
*а* – простейший; *б* – с регенерацией

определяемых высоким начальным ($p_п$) и низким конечным ($p_т$) давлением пара. Поэтому теплоперепад, срабатываемый в паровой турбине, в 2–3 раза больше, чем в газовой турбине, а число ступеней паровой турбины во много раз превосходит число ступеней газовой турбины.

Термический КПД идеального цикла определяют отношением (1.266). Применительно к циклу, показанному на рис. 4.26,

$$\eta_t \approx l_{т.ид}/q_{1\,ид} = (h_{п'} - h_{т'}) / (h_{п'} - h_а).$$

В действительном цикле удельную теплоту, подводимую к рабочему телу, определяют разностью энтальпий пара $h_{п'}$ на выходе из котла и конденсата $h_н$:

$$q_1 = h_{п'} - h_н.$$

Теплота, отводимая в конденсаторе, в действительном цикле ПТУ

$$q_2 = h_т - h_а = q_{2ид} + T_т \Delta s,$$

где произведение $T_т \Delta s$ характеризуется площадью 2'т'т2 на рис. 4.26, *а*.

Действительная работа турбины $l_т = h_п - h_т$ ($h_т$ – энтальпия пара в конце действительного расширения) меньше располагаемой работы идеального цикла [см. уравнение (1.265)] на величину $T_т \Delta s$, пропорциональную площади 2'т'т2. Удельная работа насоса в действительном цикле $l_н = h_н - h_а$, поэтому удельная работа действительного цикла $l_e = l_т - l_н$. (Потери в соединительных трубопроводах учтены путем понижения начальных параметров пара.) Если учесть, что удельная работа насоса в действительном цикле $l_н << l_т$, то $l_e \approx l_т$.

При КПД $\eta_т$ турбины и учете механических потерь в турбине величиной механического КПД $\eta_м$ эффективная (на муфте выходного вала паровой турбины) работа действительного цикла $l_e = l_{т.ид}\,\eta_м \eta_т$. При этом эффективный КПД установки $\eta_e = l_{т.ид}\,\eta_м\eta_т / q_1 \approx \eta_t \eta_т \eta_м$.

Следует отметить, что теплота $q_1$, выделяющаяся в топке котла при полном сгорании топлива, больше, чем теплота, подводимая к пару, что учитывается КПД $\eta_к$ котельной установки. Тогда $q_1 = q'\,\eta_к$ и $\eta'_e = \eta_t \eta_т \eta_м \eta_к$.

При создании ПТУ используют различные способы повышения их КПД. Для этого учитывают влияние на КПД различных параметров рабочего тела. Например, при повышении давления $p_1 = p_п$ (см. рис. 1.36) растет температура насыщения и возрастает средняя температура, при которой подводится теплота, а следовательно, увеличивается термический КПД $\eta_t$ идеального цикла. Однако в действительности рост давления более 9...10 МПа не приводит к увеличению располагаемой работы и почти не влияет на экономичность установки. Кроме того, с ростом этого давления возрастает влажность пара в конце процесса расширения, что приводит к повышению потерь при расширении пара и эрозии лопаток турбины. Поэтому степень влажности пара в турбинах стремятся ограничить значением 13...15 %.

Повышение начальной температуры пара при $p$ = const связано с ростом средней температуры подвода теплоты при неизменной температуре $T_к$ отвода теплоты (см. рис. 1.36) и, следовательно, с увеличением термического КПД $\eta_t$. При различных давлениях $p_п = p_1$ значение $T_п = T_1$ почти не влияет на рост КПД $\eta_e$, но заметно повышает удельную работу идеального цикла (1.265), особенно при $p_1 > 6$ МПа.

Для заметного повышения эффективности ПТУ целесообразно одновременно увеличить $p_п$ и $T_п$. С этой целью во многих современных ПТУ применяют промежуточный (повторный) перегрев пара (см. рис. 1.37) после расширения его в первой группе ступеней. В этом случае располагаемая работа турбины и работа цикла, а следовательно, КПД цикла возрастают, уменьшается влажность пара в конце процесса расширения и увеличивается количество теплоты, отдаваемое в конденсаторе. Температура перегрева так же, как начальная температура, ограничена свойствами металла.

Уменьшение давления пара в конденсаторе $p_2 = p_т$ обусловливает понижение температуры конденсации пара (см. рис. 1.36) и, следовательно, увеличение разности температур в цикле при незначительном снижении средней температуры подвода теплоты ($T_3 < T_4$). Однако располагаемая работа $l_т$ турбины возрастает существенно (на величину, пропорциональную площади 42′23), и располагаемая работа цикла $l_e$ также увеличивается.

Давление $p_т$ по условиям отвода теплоты можно уменьшить лишь до значений, при которых температура $T_2$ на 10...15 К выше температуры внешней среды.

*Регенеративные отборы* пара из турбины повышают экономичность ПТУ. Регенеративный отбор – нерегулируемый отбор пара из ступени турбины для повышения температуры питательной воды. Процесс расширения от точки *п* до точки *т* (см. рис. 4.26, *б*) происходит, как в простейшем цикле, а нижняя часть адиабаты *т–т′* заменяется линией *т–р*, эквидистантной линии *а–к* нагрева воды в котле и соответствующей отбору теплоты от пара в процессе его расширения.

В таком цикле осуществляется подогрев питательной воды до температуры $T_в$ (линия *а–в*) теплотой, выделяющейся при охлаждении и конденсации пара. Количество теплоты, переданное от продуктов сгорания в котле, уменьшается на значение, характеризуемое площадью 1*ав*1′, а количество отводимой в конденсаторе теплоты уменьшается на значение, пропорциональное площади 2′*рт*′2. Термический КПД регенеративного цикла

$$\eta_{tр} = l_e/q_1 = 1 - q_2/q_1 = 1 - (h_{т'} - h_а - T'\Delta s)/(h_п - h_а - \int_а^в T ds).$$

**Рис. 4.27.** Схемы ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды:
*а* – со смешением пара и воды; *б* – без смешения пара и воды; *1* – котел; *2* – пароперегреватель; *3* – паровая турбина; *4* – конденсатор; *5* – насос; *6* – смешивающий регенеративный подогреватель; *7*, *8* и *9* – поверхностные регенеративные подогреватели

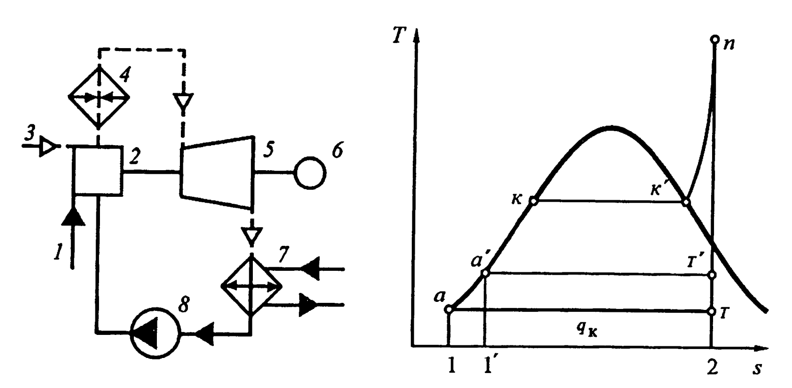



**Рис. 4.28.** Схема и цикл простейшей теплофикационной ПТУ с противодавлением:
*1* – система топливоподачи; *2* – котел; *3* – подача воздуха; *4* – пароперегреватель; *5* – паровая турбина; *6* – нагрузка; *7* – потребитель теплоты; *8* – насос

В реальных ПТУ применяют неоднократный ступенчатый отвод теплоты путем отбора некоторого количества пара из промежуточных и последних ступеней турбины. Отобранный пар направляют в регенеративные подогреватели, где он конденсируется. При осуществлении регенеративного подогрева возможны различные схемы использования пара и конденсата (рис. 4.27).

Конденсационные ПТУ имеют КПД $\eta_e$ = 0,36...0,42. Следовательно, лишь небольшая доля теплоты, получаемой при сгорании топлива, преобразуется в полезную работу. Большая часть ее передается охлаждающей воде в конденсаторе и теряется бесполезно. В теплофикационных ПТУ часть теплоты конденсации рабочего пара используется для подогрева воды до 350...370 К на технологические и бытовые нужды (рис. 4.28). При этом температуру $T_т$ и, следовательно, давление $p_т$ за турбиной всего пара или его части, идущей на теплофикацию, повышают до значения, которое требуется для получения заданной температуры теплофикации. Таким образом, в теплофикационных ПТУ теплоту топлива используют для выработки мощности и получения теплоты заданного температурного уровня. Располагаемая работа установки с теплофикационной паровой турбиной (цикл *а'кк'пт'*) меньше, чем ПТУ с конденсационной турбиной, работающей по циклу *акк'пт*, на величину, пропорциональную площади *аа'т'т*. Полезная работа цикла теплофикационной ПТУ $l_e$ (площадь *а'кк'пт'*) также меньше полезной работы цикла конденсационной установки на значение, пропорциональное площади *аа'т'т*. Однако в теплофикационной ПТУ используют теплоту конденсации $q_к$ (площадь 1'*а'т'*2), и экономичность ее выше, чем конденсационной. На практике тепловая и электрическая нагрузки в таких установках меняются в широких пределах для наиболее полного удовлетворения требований потребителей.

***Газотурбинные установки на органическом топливе*** работают, как правило, по открытому циклу (рис. 4.29). При расчетах действительных процессов, составляющих цикл, предполагают, что они протекают с тепловыми, гидравлическими и механическими потерями; рабочее тело (воздух в компрессоре и продукты сгорания в турбине) не считают идеальным газом; химический состав рабочего тела принимают изменяющимся при подводе теплоты в камеру сгорания (при сгорании топлива).

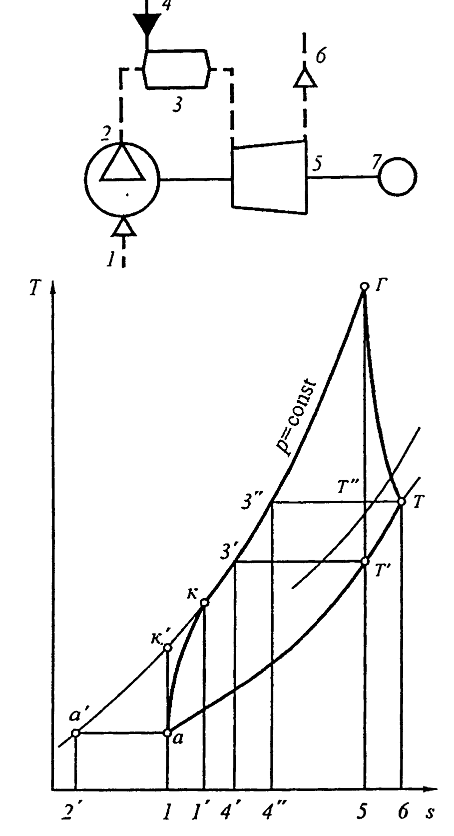



**Рис. 4.29.** Схема и цикл простейшей ГТУ:

*1* – подвод воздуха из окружающей среды; *2* – компрессор; *3* – камера сгорания; *4* – система топливоподачи; *5* – газовая турбина; *6* – выпуск газа; *7* – нагрузка

Как уже отмечалось, процесс подвода теплоты может осуществляться либо при постоянном давлении, либо при постоянном объеме. Наибольшее применение находят ГТУ с $p$ = const. Для наглядного представления отличий реального цикла ГТУ *акгта* от идеального *ак'гт'а* (см. рис. 4.29) оба цикла в $sT$-координатах совмещены.

Удельная работа сжатия рабочего тела в компрессоре (процесс *а–к*) $l_к = h_к - h_а = c_p T_к - c_p T_а$.

Адиабатная работа сжатия (процесс *а–к'*) $l_{к.ид} = h_{к'} - h_а = c_p T_{к'} - c_p T_а$, выраженная через степень повышения давления рабочего тела в компрессоре $\pi_к = p_к / p_а$,

$$l_{к.ид} = c_p T_а [\pi_к^{(k-1)/k} - 1] = kRT_а \times [\pi_к^{(k-1)/k} - 1] / (k-1), \qquad (4.8)$$

где $c_p$ и $k$ — теплоемкость и показатель адиабаты для процесса сжатия.

Действительная работа сжатия $l_к = l_{к.ид} / \eta_к$ (площадь 1'*ка*'2') отличается от адиабатной работы $l_{к.ид}$ (площадь 1*к'а*'2'), причем разность $l_к - l_{к.ид}$ определяется площадью 1*к'к*1'. В качестве КПД действительного процесса сжатия ($l_к > l_{к.ид}$) принимают адиабатный КПД $\eta_к = l_{к.ид} / l_к$, где $l_к = h_к - h_а = kR(T_к - T_а) / (k-1)$.

По известному значению $\eta_к$ можно определить температуру рабочего тела за компрессором

$$T_к = T_а + l_{к.ид} / c_p \eta_к = T_а \{1 + [\pi_к^{(k-1)/k} - 1] / \eta_к\}. \qquad (4.9)$$

Действительный процесс сжатия *а–к* происходит по политропе с показателем $n$. Для характеристики этого процесса вводят понятие политропного КПД $\eta_{к.п}$ в виде отношения политропной работы сжатия

$$l_{к.п} = nRT_а [\pi_к^{(n-1)/n} - 1] / (n-1) = nR(T_к - T_а) / (n-1)$$

к адиабатной

$$l_к = h_к - h_а = kR(T_к - T_а) / (k-1).$$

Отсюда

$$\eta_{к.п} = n(k-1) / k(n-1)$$

и температура рабочего тела за компрессором

$$T_к = T_а \pi_к^{(n-1)/n} = T_а \pi_к^{(k-1)/k\eta_{к.п}}.$$

В связи с этим действительная работа сжатия

$$l_к = kRT_а [\pi_к^{(k-1)/k\eta_{к.п}} - 1] / (k-1).$$

Исходя из определения адиабатного КПД $\eta_к$ и выражения (4.8), получаем

$$\eta_к = [\pi_к^{(k-1)/k} - 1] / [\pi_к^{(k-1)/k\eta_{к.п}} - 1],$$

причем $\eta_к < \eta_{к.п}$.

При расчетах ГТУ удобно задаваться значениями $\eta_{к.п}$, которые мало изменяются в компрессорах определенного типа, и по ним находить значения $\eta_к = \eta_к(\eta_{к.п}, \pi_к, k)$. У осевых компрессоров ГТУ большой мощности $\eta_{к.п} \approx 0{,}89...0{,}92$; у центробежных $\eta_{к.п} \approx 0{,}85...0{,}87$. Для характерных величин $\pi_к$ имеем соответствующие значения $\eta_к \approx 0{,}83...0{,}90$ и $\eta_к \approx 0{,}75...0{,}83$. Бóльшие значения $\eta_к$ относятся к компрессорам с небольшими степенями повышения давления $\pi_к$.

Количество теплоты, подведенное к рабочему телу в камере сгорания при $p = \text{const}$ в идеальном цикле (площадь $1к'г5$), определяют разностью $q_1 = c_p T_г - c_p T_к$ и подсчитывают по уравнению

$$q_1 = c_{pmг} T_г - c_{pmк} T_к = \int_{T_к}^{T_г} c_p \, dT = \bar{c}_p (T_г - T_к),$$

где $c_{pmг}$ и $c_{pmк}$ – средние теплоемкости соответственно при температурах $T_г$ и $T_к$; $\bar{c}_p = (T_г - T_к)^{-1} \int_{T_к}^{T_г} c_p \, dT$ – средняя теплоемкость процесса.

Теплоту действительного цикла $q_1$ рассчитывают по относительному расходу топлива $g_т$ при низшей теплоте сгорания $Q_н^р$ так, что $q_1 = g_т Q_н^р$. Относительный расход топлива $g_т = m_т / m_{вг}$ или $g_т = 1/(\alpha \, l_0)$, где $m_т$ и $m_{вг}$ – расходы соответственно топлива и воздуха, участвующего в сжигании топлива, в единицу времени; $\alpha$ – коэффициент избытка воздуха; $l_0$ – теоретически необходимая масса воздуха для сжигания 1 кг топлива.

Точки $г$ и $к$ в действительном цикле не лежат на одной изобаре вследствие потерь в камере сгорания. Эти потери характеризуются коэффициентом полного давления $\lambda_г = p_г^* / p_к^*$, определяющим относительное изменение полного давления в камере. Для ненапряженных низкотемпературных камер сгорания $\lambda_г \approx 0{,}96...0{,}98$, для высоконапряженных компактных камер высокотемпературных ГТД $\lambda_г \approx 0{,}92...0{,}96$.

Располагаемую (идеальную) работу расширения (площадь $4'3'т'5$) $l_{т.ид} = h_г - h_{т'} = c_p' T_г - c_p' T_{т'}$, совершаемую рабочим телом на лопатках турбины, можно выразить через степень понижения давления $\pi_т = p_г / p_{т'} = p_г / p_т$ так, что

$$l_{т.ид} = c_p' T_г [1 - \pi_т^{(1-k')/k'}]. \qquad (4.10)$$

Действительная работа турбины (площадь 4″3″г5) $l_т = h_г - h_т = c'_p T_г - c'_p T_т$. Если принять скорость газа за турбиной $w_т \approx 0$, то экономичность турбины с учетом потерь можно оценить адиабатным КПД $\eta_т = l_т / l_{т\,ид}$, откуда действительная работа турбины $l_т = l_{т\,ид}\,\eta_т$. Поэтому $l_т < l_{т.ид}$ (разность $l_{т.ид} - l_т$ характеризуется площадью 4′3′3″4″). По известному значению $\eta_т$ можно определить температуру за турбиной

$$T_т = T_г - l_т\eta_т / c'_p = T_г\{1 - [1 - \pi_т^{(1-k')/k'}]\,\eta_т\}.$$

Действительный процесс расширения происходит по политропе г–т с показателем $n'$. Политропный КПД $\eta_{т.п}$ определяют как отношение работы расширения

$$l_т = h_г - h_т = k'R'(T_г - T_т) / (k' - 1)$$

к располагаемому теплоперепаду

$$l_{т.\,ид} = c'_p T_г - c'_p T'_т = n'R'T_г\,[1 - \pi_т^{(1-n')/n'}] / (n' - 1) = n'R'(T_г - T_т) / (n' - 1).$$

Тогда

$$\eta_{т.п} = k'(n' - 1) / n'(k' - 1),$$

температура

$$T_т = T_г \pi_т^{(1-n_,)/n_,} = T_г \pi_т^{(1-k')\eta_{тп}/k'}$$

и работа расширения

$$l_т = k'R'T_г\,[1 - \pi_т^{(1-k')\eta_{тп}/k'}] / (k' - 1).$$

С учетом адиабатного КПД $\eta_т$ и выражения (4.10)

$$\eta_т = [1 - \pi_т^{(1-k')\eta_{тп}/k'}] / [1 - \pi_т^{(1-k')/k'}],$$

причем $\eta_т > \eta_{т.п}$.

При расчетах процессов расширения в циклах ГТУ удобно задаваться значением политропного КПД. Для мощных стационарных осевых турбин $\eta_{т.п} \approx 0{,}9...0{,}91$, для осевых турбин транспортных и авиационных ГТД $\eta_{т.п} \approx 0{,}88...0{,}9$.

Удельная работа ГТУ

$$l_e = l_т - l_к = l_{г.\,ид}\eta_т - l_{к.\,ид} / \eta_к = k'R'T_г\,[1 - \pi_т^{(1-k')/k'}]\eta_т / (k' - 1) -$$

$$- kRT_а\,[\pi_к^{(k-1)/k} - 1] / (k - 1)\eta_к.$$

Иногда в целях упрощения расчета основных параметров цикла принимают $k' = k$, $R' = R$. Если, кроме того, предположить, что гидравлические потери в камере сгорания и за турбиной отсутствуют, т. е. $p_г \approx p_к$ и $p_т \approx p_а$, то $\pi = \pi_к = \pi_т = p_к/p_а = p_г/p_т$.

После введения обозначений $\pi^{(k-1)/k} = \chi$ и $T_г/T_а = \vartheta$ имеем

$$l_e = kRT_а\,[\vartheta(1 - 1/\chi)\eta_т - (\chi - 1)/\eta_к]/(k - 1). \qquad (4.11)$$

Исследование полученного выражения на максимум по $\chi$ приводит к соотношениям

$$\chi_l = \sqrt{\vartheta\eta_к\eta_т} \qquad (4.12)$$

и

$$\pi_l = (\vartheta\eta_к\eta_т)^{k/(k-1)}.$$

Значение $\pi_l$ растет с повышением $\vartheta$ (или температуры газа) и КПД процессов. Полезная работа действительного цикла $l_e = q_1 - q_2 = l_т - l_к$ на рис. 4.29 эквивалентна разности площадей $1'кг5$ и $1ат6$, значительно меньшей площади $акгт$, ограниченной действительными процессами цикла. КПД цикла $\eta_e = l_e / q_1$ (где $q_1 = g_т Q_н^р$). При приближенном анализе циклов $q_1 = h_г - h_к = c_p(T_г - T_к)$ или, с учетом выражения (4.9),

$$q_1 = kRT_а[\vartheta - 1 - (\chi - 1)/\eta_к] / (k-1)$$

и КПД цикла

$$\eta_e = [\vartheta(1 - \chi^{-1})\eta_т - (\chi - 1)/\eta_к]/[\vartheta - 1 - (\chi - 1)/\eta_к].$$

Исследование этой функции на экстремум по КПД дает оптимальную степень повышения давления в цикле $\pi_\eta = \chi_\eta^{k/(k-1)}$. Величина

$$\chi_\eta = \left\{1 - \sqrt{1 - [1 - (\vartheta - 1)/\vartheta\eta_т][1 + (\vartheta - 1)\eta_к]}\right\}/[1 - (\vartheta - 1)/\vartheta\eta_т]. \qquad (4.13)$$

Из сопоставления выражений (4.12) и (4.13) следует, что $\chi_\eta > \chi_l$. Однако при проектировании ГТУ значения $\pi$ или $\chi$ выбирают в зависимости от назначения установки и с учетом степени значимости параметра: удельной работы (при этом получается установка наименьшей массы) или КПД установки.

Удельная работа $l_e$ и КПД $\eta_e$ возрастают с повышением $\vartheta$ (или $T_г$) (рис. 4.30). Однако для реализации преимуществ, связанных с повышением начальной температуры газа, необходимо одновременно увеличивать $\pi$, как это делается при практическом осуществлении ГТУ и ГТД простейшего цикла.

Графики на рис. 4.30 построены без учета влияния охлаждения на КПД турбины и двигателя. При учете влияния охлаждения значения $l_e$ и $\eta_e$ при определенных

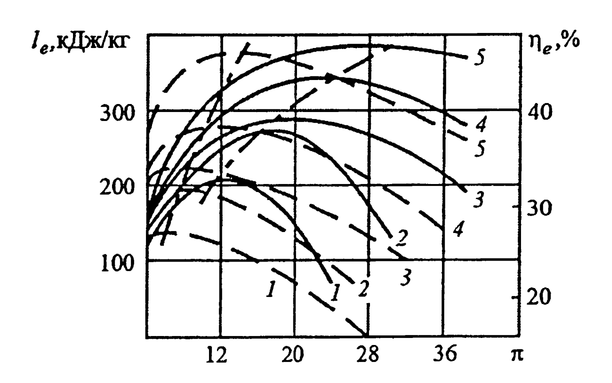



**Рис. 4.30.** Зависимость КПД $\eta_e$ и удельной работы $l_e$ действительного цикла ГТУ от степени повышения давления $\pi$ ($\eta_{к.п} = 0{,}89$; $\eta_{т.п} = 0{,}89$; $R = 827$ Дж/(кг · К); $T_а = 288$ К): *1–5* – $T_г = 1000$; 1100; 1200; 1300 и 1500 К соответственно; – – – – КПД $\eta_e$; ——— – удельная работа $l_e$

значениях $T_г$ и $\pi$ будут ниже, чем без учета охлаждения. Большую часть потерь из-за охлаждения, перечисленных ранее, учитывают при определении КПД турбины; термодинамические потери, связанные с отбором воздуха за компрессором, могут быть учтены непосредственно при определении КПД, удельного расхода топлива и удельной мощности установки.

Удельная мощность ГТУ, выполненной по схеме рис. 4.29,

$$N_{e\,уд} = N_e/m_в,$$

где $N_e$ – эффективная мощность установки, передаваемая на вал нагрузки. Если учесть, что расход газа $m_г$, протекающего через турбину, отличается от расхода воздуха $m_в$, сжимаемого в компрессоре, то мощность ГТУ может быть записана как

$$N_e = (l_т\, m_г \eta_м - l_к m_в)\, \eta_{ред}.$$

Здесь $\eta_м$ – механический КПД, учитывающий затраты мощности турбины на трение в подшипниках и привод вспомогательных агрегатов ГТУ (насосы, регуляторы), не учтенные в КПД компрессора и турбины. При отнесении потерь к определяемой полезной мощности ($N_e$) ГТУ $\eta_м$ = 0,98...0,99; КПД редуктора (если он имеется) $\eta_{ред}$ = 0,98...0,99. Удельная мощность ГТУ

$$N_{e\,уд} = N_e/m_в = [l_т(1 + m_т/m_в - g_{ут} - g_{охл})\, \eta_м - l_к]\, \eta_{ред},$$

где $g_{ут}$ – относительный расход сжатого в компрессоре воздуха через лабиринтные уплотнения (за компрессором и перед турбиной). Величина $m_т / m_в$ может быть определена через относительный расход топлива

$$g_т = m_т/m_{вг} = m_т/\, [m_в (1 - g_{ут} - g_{охл})],$$

откуда

$$m_т/m_в = g_т (1 - g_{ут} - g_{охл}).$$

Тогда удельная мощность ГТУ

$$N_{e\,уд} = [l_т (1 + g_т)(1 - g_{ут} - g_{охл})\, \eta_м - l_к]\, \eta_{ред}.$$

При хороших лабиринтных уплотнениях и небольшом давлении за компрессором $g_{ут} \approx 0{,}005\ldots0{,}01$.

В вариантных расчетах цикла при невысокой температуре $T_г^*$ приближенно можно принимать

$$(1 + g_т)(1 - g_{ут} - g_{охл}) = 1,$$

тогда

$$N_{e\,уд} \approx (l_т \eta_м - l_к)\, \eta_{ред}.$$

Удельный расход топлива в ГТУ, кг / (кВт · ч), $c_e = m_т \cdot 3600/N_e$, если, как обычно, $m_т$ – расход топлива в секунду, или $c_e = m_т \cdot 3600/(N_e m_в)$, а также

$$c_e = [g_т(1 - g_{ут} - g_{охл}) \cdot 3600]/N_{e\,уд}.$$

Секундный расход воздуха, кг/ч, через компрессор ГТУ

$$m_в = N_e/N_{e\,уд}.$$

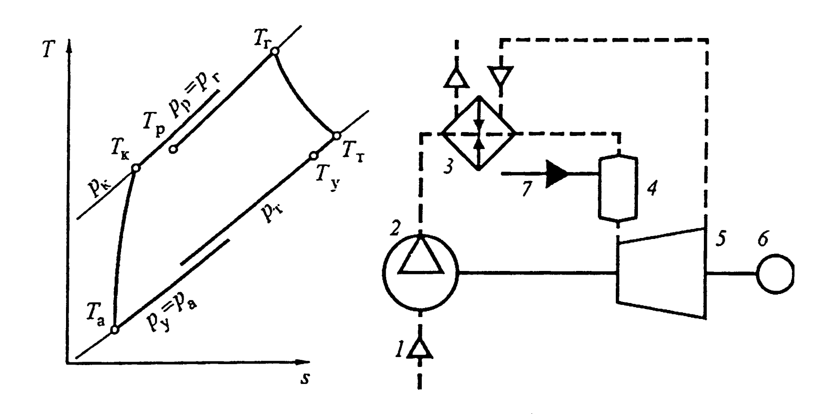



**Рис. 4.31.** Схема и цикл регенеративной ГТУ:
*1* – подвод воздуха из окружающей среды; *2* – компрессор; *3* – регенератор; *4* – камера сгорания; *5* – газовая турбина; *6* – нагрузка; *7* – система топливоподачи

Часовой расход топлива, кг/ч, для ГТУ с одной камерой сгорания

$$m_{тч} = g_т m_{вг} \cdot 3600 = g_т(1 - g_{ут} - g_{охл})\, m_в \cdot 3600.$$

Улучшения экономичности ГТУ достигают не только повышением $T_г$, но и другими способами, связанными с уменьшением количества теплоты, отводимого к холодному источнику: введением регенерации теплоты и совместным применением промежуточного охлаждения рабочего тела в процессе сжатия (при больших значениях $\pi$) и подогрева его в процессе расширения. На рис. 4.31 представлены схема и цикл регенеративной ГТУ, в которой воздух с расходом $m_в$ (в кг/с) после сжатия в компрессоре с температурой $T_к$ и давлением $p_к$ поступает в регенератор *3*, где подогревается до температуры $T_р < T_т$ выходящими из турбины газами с расходом $m_г$; при этом температура отработавших газов понижается до $T_у > T_к$.

Полноту регенерации в действительном цикле определяют степенью регенерации $\sigma_р$, которая представляет собой отношение действительного подогрева воздуха к максимально возможному:

$$\sigma_р = (T_р - T_к)/(T_т - T_к). \tag{4.14}$$

Работа турбины в ГТУ с регенерацией

$$l_т = l_{т.\,ид}\eta_т = k\,R\,T_г[1 - \pi_т^{(1-k)/k}]\,\eta_т/(k-1) = c_p T_г[1 - (p_т/p_г)^{(k-1)/k}]\,\eta_т.$$

Гидравлические потери в регенераторе можно учесть коэффициентом

$$\varepsilon = (k-1)(\Delta p_а/p_а + \Delta p_к/p_к)(1 - \sigma_р)/k\sigma_р = [(k-1)\Sigma\Delta p\,(1 - \sigma_р)/p\sigma_р]/k.$$

При суммарном сопротивлении $\Sigma\Delta p/p = 0{,}08$, $\sigma_р = 0{,}8$ и $k = 1{,}333$ коэффициент $\varepsilon \approx 0{,}005$. Если сопротивление то же, но $\sigma_р = 0{,}66$, то $\varepsilon \approx 0{,}01$. С учетом $\varepsilon$

$$l_т = c_p T_а \vartheta\{1 - [1 + \varepsilon\sigma_р/(1 - \sigma_р)]/\chi\}\eta_т. \tag{4.15}$$

Работу сжатия в регенеративном цикле, как и в простейшем, определяют соотношением $l_к = c_p T_а(\chi - 1) / \eta_к$, поэтому эффективная удельная работа регенеративного цикла

$$l_e = l_т - l_к = c_p T_а\{\vartheta[1 - (1 + \varepsilon\sigma_р / (1 - \sigma_р)) / \chi]\, \eta_т - (\chi - 1) / \eta_к\}. \qquad (4.16)$$

Из формул (4.11) и (4.16) следует, что удельная работа ГТУ регенеративного цикла при прочих одинаковых условиях меньше, чем удельная работа ГТУ простого цикла. Заданная мощность в ГТУ регенеративного цикла может быть получена при расходе рабочего тела, превышающем расход в ГТУ простого цикла, поскольку

$$N_e = l_e m.$$

Теплота, подводимая с топливом в ГТУ регенеративного цикла, $q_{1\sigma} = c_p T_г - c_p T_р$, причем температуру $T_р$ рабочего тела за регенератором можно получить из уравнения (4.14) в виде $T_р = \sigma_р T_т - (1 - \sigma_р) T_к$. Температура рабочего тела за турбиной $T_т = T_г - l_т / c_p$, поэтому с учетом формул (4.9) и (4.15)

$$T_р = T_а\vartheta\, \sigma_р\{1 - [1 - (1 + \varepsilon\sigma_р / (1 - \sigma_р)) / \chi]\, \eta_т\} + T_а(1 - \sigma_р)[1 + (\chi - 1) / \eta_к].$$

Следовательно,

$$q_{1\sigma} = c_p T_а\vartheta - c_p T_а\vartheta\sigma_р\, \{1 - [1 - (1 + \varepsilon\sigma_р / (1 - \sigma_р)) / \chi]\, \eta_т\} -$$
$$- c_p T_а(1 - \sigma_р)[1 + (\chi - 1) / \eta_к].$$

Если принять $c_p = \text{const}$, то

$$q_{1\sigma} / c_p T_а = \vartheta - \vartheta\sigma_р\{1 - [1 - (1 + \varepsilon\sigma_р / (1 - \sigma_р)) / \chi]\, \eta_т\} -$$
$$- (1 - \sigma_р)\, [1 + (\chi - 1) / \eta_к]. \qquad (4.17)$$

Коэффициент полезного действия ГТУ регенеративного цикла с учетом гидравлических потерь в теплообменнике

$$\eta_{e\sigma} = l_e / q_{1\sigma},$$

где $l_e$ определяют по формуле (4.16); $q_{1\sigma}$ – по формуле (4.17).

Повышения удельной мощности ГТУ достигают в многоагрегатных ГТУ введением охлаждения рабочего тела в процессе сжатия или подогрева в процессе расширения. Возможно применение обоих этих способов в одной установке (рис. 4.32). Число промежуточных агрегатов, их удельные параметры и температурные условия могут быть различными. На рис. 4.32, *а* показана схема с тремя компрессорами *1*, тремя турбинами *6*, двумя промежуточными воздухоохладителями *2*, одной основной и двумя промежуточными камерами сгорания *5* и регенератором *3*. Основное отличие ГТУ такой схемы (многокамерной) от однокамерной – значительно большая степень повышения давления в цикле, необходимая для получения высоких КПД и удельной мощности ГТУ. Коэффициент полезного действия многокамерной ГТУ всегда выше, чем однокамерной.

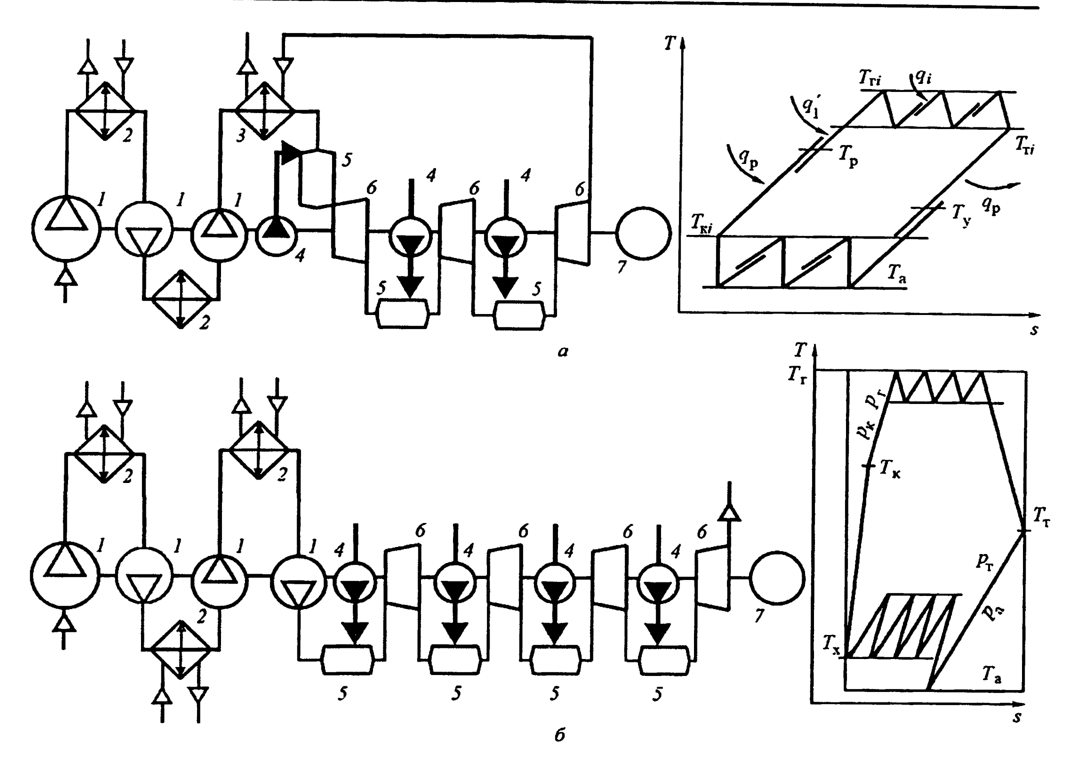



**Рис. 4.32.** Схемы и циклы многоагрегатных ГТУ:
*а* – с регенератором, с промежуточным охлаждением и подогревом; *б* – без регенератора, с промежуточным охлаждением и подогревом; *1* – компрессор; *2* – воздухоохладитель; *3* – теплообменник-регенератор; *4*– система топливоподачи; *5* – камера сгорания; *6* – турбина; *7* – нагрузка

Другим путем повышения экономичности ГТУ, особенно мощных энергетических установок, является применение многоступенчатых сжатия и расширения без регенерации теплоты уходящих газов (рис. 4.32, *б*). При этом значения $\pi$ получаются значительно бо́льшими, чем в установке, выполненной по схеме рис. 4.32, *а*, однако в ней нет тяжелого и громоздкого регенератора.

***Газотурбинная установка замкнутого цикла*** – ГТУ, в которой рабочее тело циркулирует по замкнутому контуру.

Газотурбинная установка замкнутого цикла (ЗГТУ, рис. 4.33) включает в себя газоохладитель *1*, понижающий температуру газа до начального значения $T_н$, и регенератор *3*. Вместо камеры сгорания в ЗГТУ устанавливают подогреватель *4*, в котором рабочее тело не смешивается с продуктами сгорания топлива. Выбор рабочего тела в ЗГТУ определяется требованиями, предъявляемыми к установке. Наиболее часто в ЗГТУ в качестве рабочего тела используют воздух, азот, инертные газы и их смеси, диоксид углерода.

Из сравнения диаграмм циклов, приведенных на рис. 4.29 и 4.33, следует, что замкнутый цикл ГТУ принципиально не отличается от открытого цикла. Однако начальное давление $p_н$ в цикле может быть существенно выше атмосферного, что

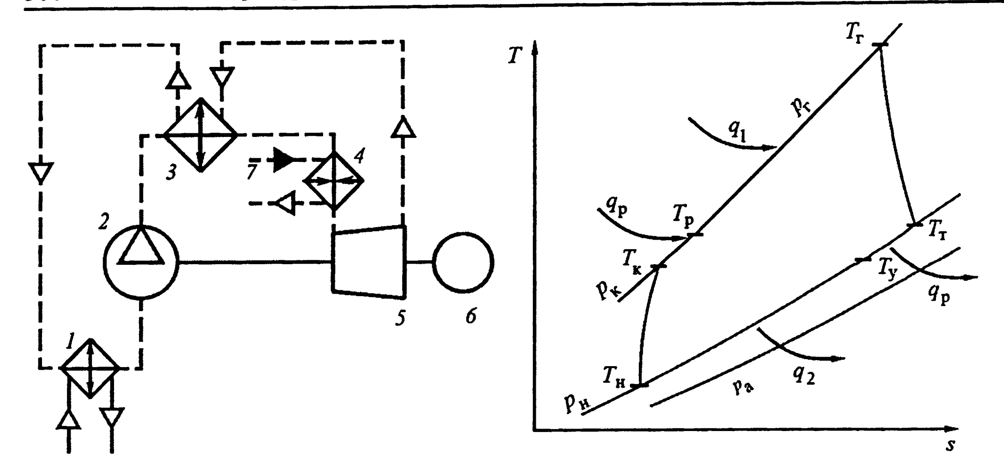



**Рис. 4.33.** Схема и цикл замкнутой ГТУ:
*1* – газоохладитель; *2* – компрессор; *3* – регенератор; *4* – подогреватель; *5* – турбина; *6* – нагрузка: *7* – система топливоподачи

приводит к некоторому увеличению металлоемкости установки. Вместе с тем, в ЗГТУ можно получать значительные мощности при небольших диаметрах проточных частей компрессоров и турбин и меньших поверхностях теплообмена в регенераторе, чем в ГТУ открытого цикла. При использовании любого топлива, даже угольной пыли, ЗГТУ работают на чистом рабочем теле, но размеры и масса подогревателя получаются большими. Следует отметить, что ЗГТУ на органическом топливе в стационарном энергомашиностроении распространения не получили; их применение значительно более эффективно в циклах с ядерным реактором как подогревателем.

Простейшая ГТУ с $v$ = const (рис. 4.34) отличается от ГТУ с $p$ = const только устройством камеры сгорания и происходящим в ней процессом сгорания. Воздух в камеру *4* поступает через продувочный *2* и впускной *3* клапаны (см. рис. 4.34), а выходит из нее через сопловой клапан *5*. В начале цикла через продувочный клапан *2* от компрессора в течение времени $t_п$ поступает воздух невысокого давления $p_п > p_а$; при этом впускной клапан *3* закрыт, а через сопловой клапан *5* и турбину *7* выходят продукты сгорания предыдущего цикла. К концу периода $t_п$ сопловой и продувочный клапаны закрываются, и воздух из компрессора поступает в камеру сгорания в течение времени $t_н$.

К концу периода наполнения давление $p_{кам}$ в камере становится равным давлению $p_к$ за компрессором. Одновременно с наполнением камеры воздухом в нее подают топливо, и в конце процесса оно воспламеняется от электрической свечи.

Поскольку в этот момент все клапаны закрыты, а температура газа повышается до $T_г$, давление соответственно увеличивается до $p_г$ за период времени $t_q$. В конце периода сгорания открывают сопловой клапан, газ поступает в турбину в течение времени $t_v$, а давление в камере падает почти до атмосферного. При этом открывается продувочный клапан и цикл начинается снова.

Таким образом, полное время цикла $t_ц = t_п + t_н + t_q + t_v$, из которого доля активного времени составляет лишь 10...15 %. Это обусловливает увеличение размеров турбины и всей установки при заданной мощности. Для уменьшения колебаний

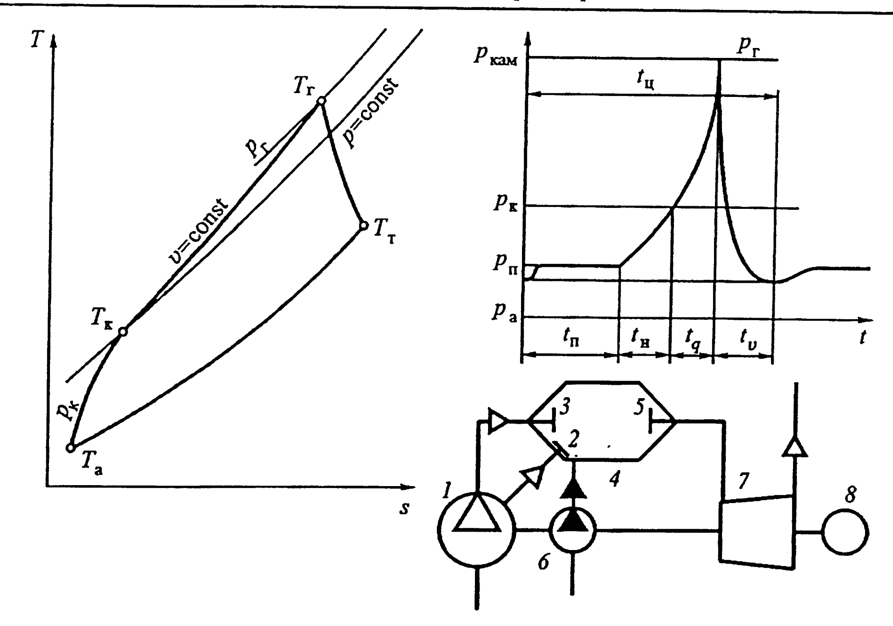



**Рис. 4.34.** Схема, цикл и изменение давления $p_{кам}$ в камере сгорания простейшей ГТУ при $v = \text{const}$:

*1* – компрессор; *2* – продувочный клапан; *3* – впускной клапан; *4* – камера сгорания; *5* – сопловой клапан; *6* – система топливоподачи; *7* – турбина; *8* – нагрузка

давления и повышения КПД лопаточных машин на магистралях подачи основного и продувочного воздуха предусматривают ресиверы.

Оценку эффективности ГТУ с $v = \text{const}$ в сравнении с ГТУ с $p = \text{const}$ целесообразно проводить при одинаковых температуре рабочих лопаток первых ступеней турбин и степенях повышения давления в компрессоре.

***Комбинированные турбинные установки на органическом топливе*** можно классифицировать по количеству используемой теплоты сгорания топлива и делить их на парогазовые установки (ПГУ) и на газопаровые установки (ГПУ). ***Парогазовая установка*** (ПГУ) – комбинированная установка, в которой основную долю теплоты подводят с топливом в паротурбинную часть. ***Газопаровая установка*** (ГПУ) – комбинированная установка, в которой основную долю теплоты подводят с топливом в камеру сгорания ГТУ. По принципу взаимодействия рабочих тел ПГУ и ГПУ делят на две группы:

1) с разделенными контурами, в которых пароводяное и газообразное рабочие тела движутся отдельно по самостоятельным трактам (контурам), передавая теплоту в аппаратах поверхностного типа;

2) контактного типа или со смешением, в которых происходит смешение продуктов сгорания топлива с пароводяным рабочим телом перед расширением в газопаровой турбине.

Парогазовые установки с разделенными контурами выполняют по параллельной схеме с высоконапорным парогенератором (ВПГ, рис. 4.35, *а*) и по последовательной схеме с низконапорным парогенератором (НПГ, рис. 4.35, *б*); в этих схемах дополнительно могут быть использованы подогреватели питательной воды – газоводяные подогреватели (рис. 4.35, *в*).

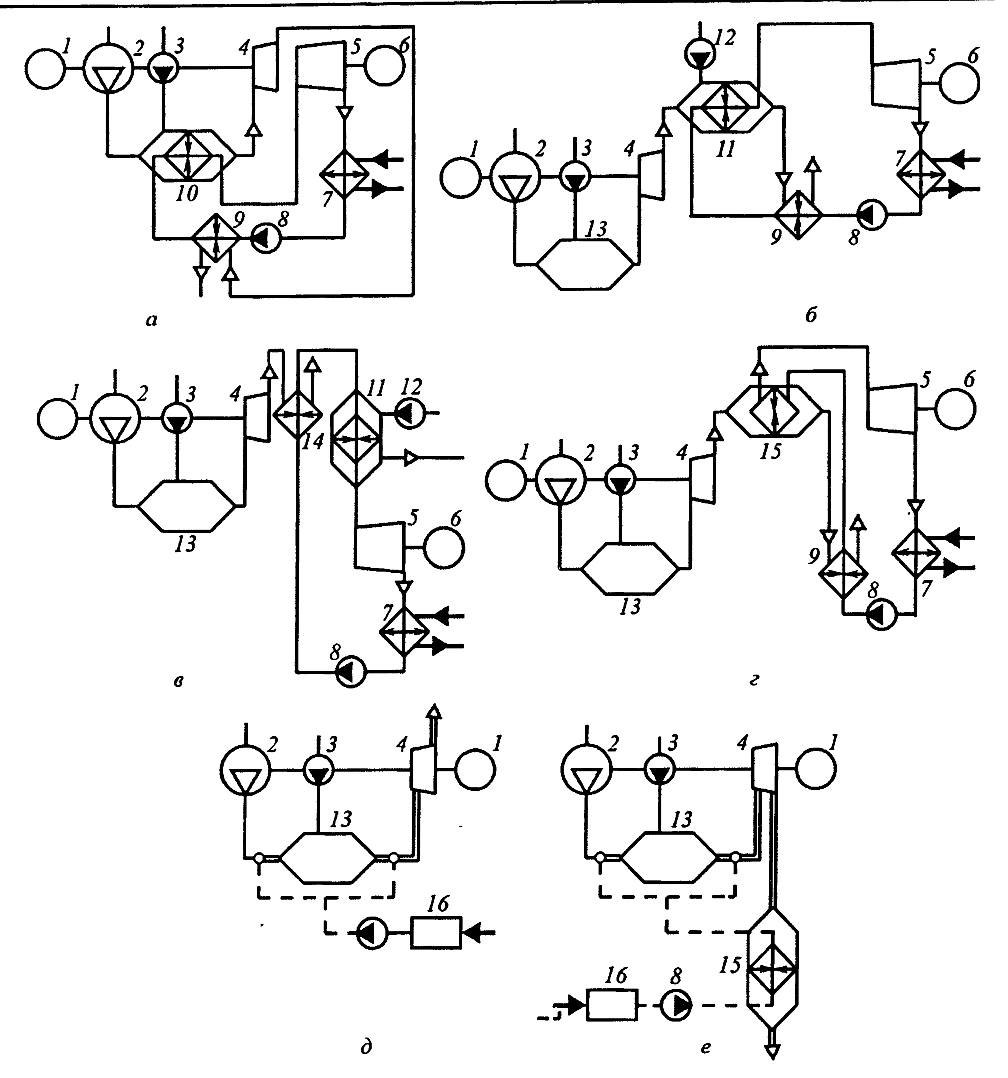



**Рис. 4.35.** Принципиальные тепловые схемы парогазовых и газопаровых установок:
*1, 6* – нагрузка; *2* – компрессор; *3* – система топливоподачи; *4* – газовая (или парогазовая) турбина; *5* – паровая турбина; *7* – конденсатор; *8* – насос; *9* – газоводяной подогреватель; *10* – камера сгорания с парогенератором; *11* – котел; *12* – система топливоподачи; *13* – камера сгорания ГТУ; *14* – газовый подогреватель питательной воды; *15* – котел-утилизатор; *16* – система химводоочистки

В ПГУ с ВПГ парогенератор обычно совмещен с камерой сгорания *10* газового контура, и все топливо сгорает при высоком давлении (см. рис. 4.35, *а*). Для повышения КПД установки за газовой турбиной *4* устанавливают газоводяной подогреватель (экономайзер) *9*, который частично вытесняет паровую регенерацию в паротурбинной части установки.

В ПГУ с НПГ (такую установку часто называют ПГУ со сбросом теплоты или ПГУ сбросного типа) отработавшие в ГТУ газы поступают в топку котла *11* и используются для сжигания дополнительного количества топлива (см. рис. 4.35, *б*). В таких ПГУ также предусматривается газоводяной подогреватель (экономайзер) *9*.

При направлении из ГТУ отработавших газов в газовый подогреватель *14* питательной воды (рис. 4.35, *в*) теплота этих газов утилизируется. Этой теплоты может быть достаточно, для того чтобы отключить регенеративные подогреватели питательной воды в паротурбинной части ПГУ. При этом возрастают мощность и КПД ПГУ.

Газопаровые установки выполняют с разделенными контурами и по контактным схемам.

В ГПУ с разделенными контурами все топливо или основную его часть сжигают в камере сгорания ГТУ. Генерирование и перегрев пара в таких установках происходят в котлах-утилизаторах теплотой отработавших в ГТУ газов. Простейшая схема ГПУ без дожигания топлива показана на рис. 4.35, *г*. Иногда тепловой цикл без подвода теплоты топлива к пароводяному рабочему телу называют бинарным газопаровым циклом. Коэффициент полезного действия бинарной установки можно записать как $\eta_{ГПУ} = \eta_{ГТУ} + (1 - \eta_{ГТУ})\,\eta_{ку}\,\eta_{п}$.

Экономичность бинарной ГПУ тем выше, чем выше КПД ГТУ, КПД котла-утилизатора $\eta_{ку} \approx (T_{т} - T_{ух}) / T_{т}$ (здесь $T_{т}$ – температура газов за ГТУ; этот КПД зависит в основном от температуры уходящих газов $T_{ух}$ за котлом-утилизатором) и КПД парового цикла $\eta_{п}$, зависящий от параметров пара и давления в конденсаторе. В некоторых случаях предусматривается небольшой (не более 15...20 % расхода топлива газового контура) подвод топлива перед котлом-утилизатором.

В ГПУ со смешением рабочих тел определенное количество воды (см. рис. 4.35, *д*) или пара (рис. 4.35, *е*) вводят в газовый тракт высокого давления. Для получения пара в ГПУ по схеме рис. 4.35, *е* предусмотрен котел-утилизатор *15*, в котором используется часть теплоты отработавшей в турбине парогазовой смеси. Ввод воды или пара (энергетический впрыск пара, о котором говорилось выше) увеличивает расход рабочего тела через парогазовую турбину по сравнению с расходом воздуха через компрессор, следовательно, возрастает работа турбины. Поскольку затраты энергии на прокачивание воды малы, мощность установки повышается намного (на 100 % и более). Недостатком ГПУ контактного типа является необходимость химической очистки подаваемой в турбину воды, которая теряется с отработавшими газами. Подвод дополнительного количества рабочего тела оказывается значительным: до 50...60 % расхода воздуха через компрессор.

Повышение топливной экономичности комбинированных турбинных установок может быть достигнуто путем увеличения средней температуры подвода теплоты в ГТУ и уменьшением средней температуры отвода теплоты к холодному источнику в конденсационной части ПТУ.

Перспективными являются ПГУ и ГПУ, включающие процесс газификации угля для получения низкокалорийного газа в качестве топлива в ГТУ (рис. 4.36). ГПУ и ПГУ, схемы которых показаны соответственно на рис. 4.36, *а* и *б*, отличаются от ПГУ и ГПУ, приведенных на рис. 4.35, *б* и *г*, наличием включенной в циклы системы газификации с очисткой получаемого горючего газа от несгоревших частиц и серы. Лучшим для ПГУ и ГПУ считают способ газификации в кипящем слое, при его применении можно получать термический КПД до 44...46 % при начальной температуре газа 1350...1400 К. При повышении температуры на каждые 100 К КПД повышается на 2 % (абсолютных) и удельная мощность почти на 10 % (относительных).

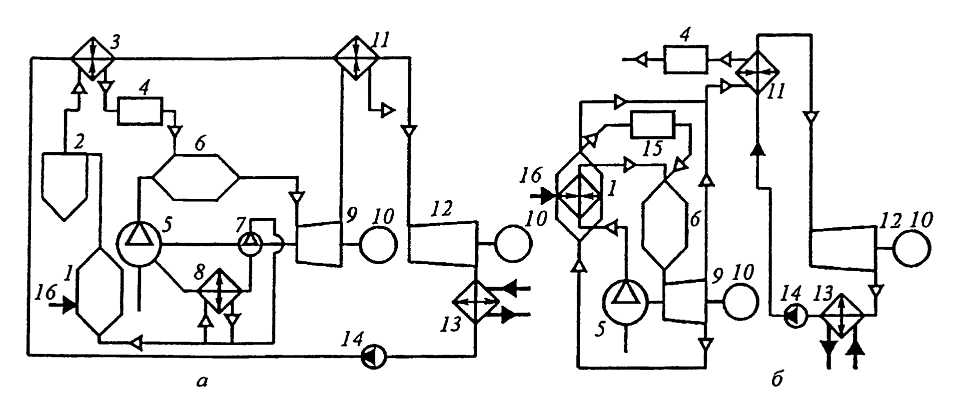



**Рис. 4.36.** Схемы ПГУ и ГПУ на продуктах газификации угля:
*а* – ГПУ без дожигания топлива; *б* – ПГУ с НПГ; *1* – газогенератор; *2* – циклон; *3* – экономайзер; *4* – система очистки от серы; *5* и *7* – компрессоры; *6* – камера сгорания; *8* – воздухоохладитель; *9* – газовая турбина; *10* – нагрузка; *11* – котел; *12* – паровая турбина; *13* – конденсатор; *14* – насос; *15* – система очистки горючего газа; *16* – система топливоподачи

Существенно больший КПД, чем у самой экономичной ПТУ, можно получить при сочетании МГД-генератора с ПГУ или ГТУ, т. е. в МГД-установке. Термодинамический цикл такой комбинированной установки аналогичен циклу ПГУ (см. рис. 4.35). При верхнем температурном пределе работает МГД-генератор (перепад температуры газа в нем может быть 3500...2500 К), а в нижнем – ПТУ (при $T$ = 820...300 К). Между МГД-генератором и ПТУ обычно включают регенератор, подогревающий воздух, сжатый в компрессоре и поступающий в камеру сгорания перед МГД-генератором, а за регенератором — парогенератор и пароперегреватель. Компрессор приводится паровой турбиной, которая к тому же выдает дополнительную электрическую энергию. Термический КПД цикла МГД-установки определяется суммой $\eta_{t\,\text{МГДУ}} = \eta_{t\,\text{МГДГ}} + \eta_{t\,\text{ПТУ}} - \eta_{t\,\text{МГДГ}}\eta_{t\,\text{ПТУ}} = \eta_{t\,\text{МГДГ}} + (1 - \eta_{t\,\text{МГДГ}})\eta_{t\,\text{ПТУ}}$, где $\eta_{t\,\text{МГДГ}}$ – доля теплоты, преобразованной в канале МГД-генератора в электричество; $(1 - \eta_{t\,\text{МГДГ}})$ – доля теплоты, подведенной к ПТУ; $\eta_{t\,\text{ПТУ}}$ – КПД ПТУ.

Если $\eta_{t\,\text{МГДГ}} = 20\,\%$, а $\eta_{t\,\text{ПТУ}} = 40\,\%$, то $\eta_{t\,\text{МГДУ}} = 52\,\%$. Однако при учете потерь в действительном цикле эффективный КПД установки оказывается значительно меньшим, что связано с потерей теплоты в большом диапазоне температур от выхода из регенератора и до температуры пара на входе в турбину. Одним из способов повышения КПД МГД-установки является применение в ней ГТУ вместо ПТУ.

*Турбинные установки на ядерном топливе. Ядерный реактор* (устройство, предназначенное для организации и поддержания управляемой цепной реакции деления ядер) в комбинированных установках является источником теплоты, как котел или камера сгорания, поэтому термодинамические циклы с ПТУ или замкнутыми ГТУ (соответственно АПТУ и АЗГТУ) в основном подобны циклам ПТУ и ЗГТУ на органическом топливе.

Наиболее распространенные АПТУ – одно- (включающие в себя кипящие водяные энергетические реакторы), двух- и трехконтурные. В канальных реакторах происходит кипение воды с образованием пароводяной смеси. Пар и вода разделяются в сепараторах; насыщенный пар подают в турбину, затем он конденсируется, смешивается с отсепарированной водой и снова поступает в реактор. По такой схеме выполнялись АПТУ большой мощности с реакторами типа РБМК, например, мощностью 1000 МВт с реакторами РБМК-1000.

Влажность пара в конце процесса расширения в турбине, работающей в составе АПТУ, не должна превышать 12...14%, что выполнимо лишь при введении сепарации влаги и перегрева (рис. 4.37, *а*). При давлении в конце процесса расширения $p_т$ = = 0,0034...0,0039 МПа сепарация необходима при давлении $p_{к'}$ = 0,3...0,4 МПа; при $p_т$ > 4,5 МПа однократной сепарации оказывается недостаточно и применяют двукратную (рис. 4.37, *б*). В одноконтурных АПТУ с реактором канального типа при прямоточной схеме течения воды как при закритических, так и при докритических параметрах свежего пара сепаратор пара не нужен.

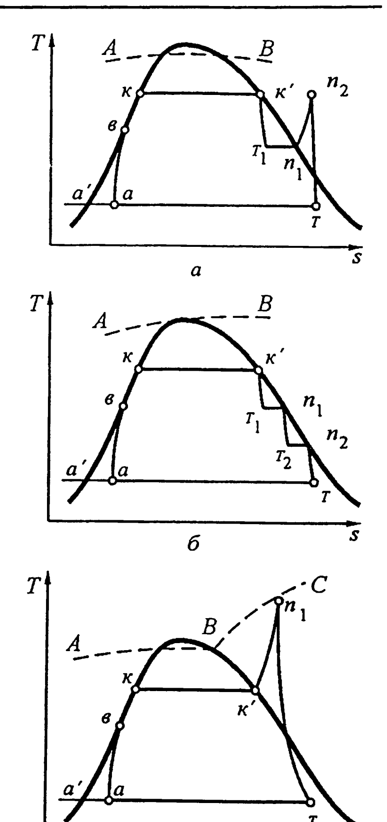



**Рис. 4.37.** Циклы одноконтурных АПТУ, работающих на паре:
*а* – насыщенном с однократной сепарацией и промежуточным перегревом; *б* – насыщенном с двухкратной сепарацией; *в* – перегретом (кривые *AB* и *ABC* – изменение температуры поверхности твэлов)

Термический КПД цикла (рис. 4.37, *б*)

$$\eta_t = \Delta h_т / (h_{к'} - h_т),$$

где $\Delta h_т = (h_{к'} - h_т)\,k$ – суммарный теплоперепад, использованный в турбине, с учетом отборов на регенерацию и сепарацию, в связи с чем $k < 1$.

Пар перегревается в реакторе до температуры (точка $n_1$ на рис. 4.37, *в*), при которой в конце процесса расширения (точка $T$) влажность оказывается в допустимых пределах. АПТУ, работающие по этому циклу, характеризуются высокими КПД и удельной мощностью, начальными параметрами пара примерно 8 МПа и 773 К. Основное преимущество одноконтурных АПТУ – возможность получения высокого КПД благодаря отсутствию теплообменника и малому расходу энергии на собственные нужды.

В двухконтурных АПТУ (рис. 4.38, *а*) источником теплоты служит водо-водяной энергетический реактор *1*. Параметры циклов таких АПТУ (рис. 4.39) определяются параметрами промежуточного теплоносителя. Основными преимуществами двухконтурной АПТУ являются радиационная безопасность оборудования второго контура, возможность выбора наивыгоднейшего теплоносителя для реактора и рабочего тела для турбины.

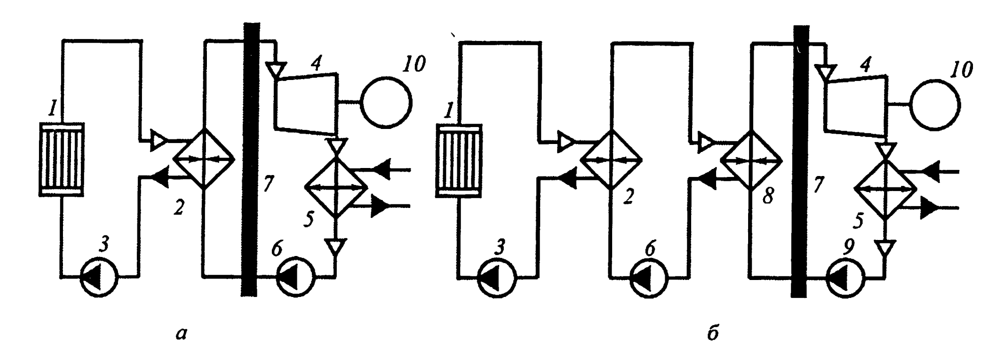



**Рис. 4.38.** Схемы многоконтурных АПТУ:
*а* – двухконтурных; *б* – трехконтурных; *1* – реактор; *2* и *8* – парогенераторы; *3*, *6* и *9* – насосы; *4* – паровая турбина; *5* – конденсатор; *7* – контур биологической защиты; *10* – нагрузка

В цикле с начальным перегревом пара (рис. 4.39, *а*) температура перегрева (точка *п*) зависит от максимальной температуры воды в первом контуре (точка *В*) и температурного напора $T_A - T_п$. КПД такого цикла получается низким (до 30 %) вследствие низкого давления пара во втором контуре (до 2 МПа), поэтому эффективнее использовать насыщенный пар (рис. 4.39, *б*). Давление теплоносителя первого контура примерно 15...16 МПа, давление насыщенного пара перед турбиной 5...6 МПа, температура 550 К, влажность менее 0,1 %.

При применении начального перегрева от постороннего источника (рис. 4.39, *в*), например, путем подвода теплоты, образующейся при сжигании органического топлива, начальные параметры пара могут быть любыми допустимыми для паровой турбины. В последние годы такие установки не строят ввиду сложности их конструкции и эксплуатации.

Кроме двухконтурных АПТУ с водой в качестве теплоносителя первого контура строят двухконтурные АПТУ с газоохлаждаемыми реакторами (рис. 4.39, *г*), теплоносителями в которых служит углекислый газ (при низких температурах), гелий или азот (при высоких температурах). Такие АПТУ могут работать по циклу двух давлений. Его можно представить состоящим из цикла $вкк'пт_1в$ высокого давления и температуры и цикла $вт_1п_2т''т'ав$ низкого давления и температуры. В цикле осуществляется смешение пара высокого и низкого давления (линия $т_1п_2$), в результате образуется перегретый пар с параметрами точки $п_1$. Энтальпия этого пара

$$h_{п1} = (h_{т1} + \varepsilon h_{п2})/(1 + \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0{,}25...0{,}35$ – отношение расхода пара низкого давления к расходу пара высокого давления.

КПД такого цикла

$$\eta_t = (h_п - h_{п1})\,[1 + \varepsilon\,(h_{п2} - h_{п1})\,/\,(h_п - h_{п1}) - \sum_{i=1}^{n} \alpha_i y_i]/\,[(h_п - h_в) + \varepsilon(h_{п2} - h_в)],$$

где $\alpha_i$ – доля пара, отбираемого на регенерацию; $y_i$ – коэффициент недовыработки мощности паром соответствующего отбора.

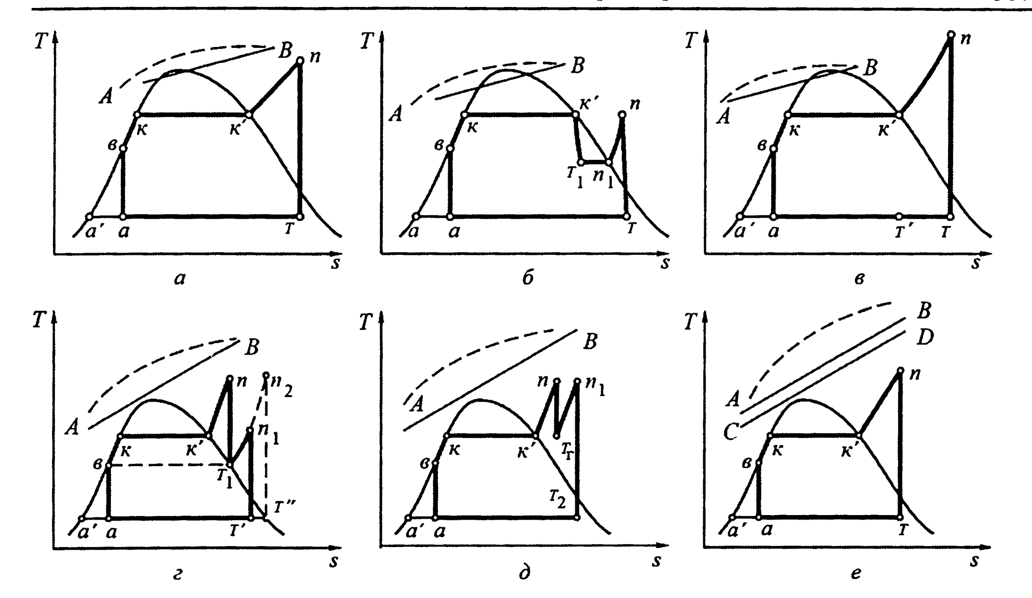



**Рис. 4.39.** Циклы АПТУ:

*а* – двухконтурной с начальным перегревом пара; *б* – двухконтурной на насыщенном паре с однократной сепарацией и перегревом; *в* – двухконтурной с начальным перегревом от постороннего источника (*АВ* – линия подвода теплоты от теплоносителя); *г* – двухконтурной с газоохлаждаемым реактором (цикл двух давлений); *д* – двухконтурной с газоохлаждаемым реактором и перегревом пара и промежуточным перегревом до начальной температуры (*АВ* – изменение температуры теплоносителя реакторного контура); *е* – трехконтурной с реактором, охлаждаемым жидким металлом (*АВ*, *CD* – изменение температуры теплоносителя соответственно первого и второго контуров)

В АПТУ, работающих по такому циклу, уменьшаются затраты мощности на прокачивание теплоносителя и увеличивается расход перегретого пара.

При высоких температурах газа в первом контуре целесообразнее использовать цикл с газоохлаждаемым реактором с перегревом пара и промежуточным перегревом пара (рис. 4.39, *д*). При закритических начальных параметрах пара КПД АПТУ может достигать 40...42 %. В таких АПТУ можно применять серийно выпускаемые паровые турбины, но серьезные трудности вызывает создание надежного высокотемпературного реактора, поскольку для получения указанной экономичности температура теплоносителя – газа – должна быть не менее 910...920 К.

Теплоносителем первого и второго контуров в трехконтурной АПТУ (см. рис. 4.38, *б*) с начальным и промежуточным перегревом (рис. 4.39, *е*) обычно является натрий. АПТУ по такому циклу наиболее применимы для АЭС с реакторами-размножителями на быстрых нейтронах. Теплоносителями третьего контура служат вода и пар. Теплообмен между теплоносителями контуров осуществляется последовательно в промежуточном (натрий – натрий) теплообменнике и в парогенераторе (натрий – вода).

Атомные замкнутые ГТУ (АЗГТУ), как правило, проектируют одноконтурными; они включают в себя агрегаты, повышающие их экономичность: промежуточные газоохладители, регенератор и т. д. Термодинамические циклы таких АЗГТУ

в принципе не отличаются от соответствующих циклов замкнутых ГТУ на органическом топливе. В качестве рабочего тела используют гелий. Целесообразность применения гелия следует из сопоставления термодинамических, технико-экономических и эксплуатационных свойств различных рабочих тел. Гелий обладает высокой теплопроводностью, скорость его в канале реактора может быть большой, он удовлетворяет ряду специфических требований, предъявляемых к рабочим телам ядерных реакторов. Однако его стоимость высока, и требуется тщательное уплотнение контура; лопаточные машины, работающие на гелии, получаются более сложными и имеют большую стоимость (ступеней приблизительно в 2 раза больше, чем в компрессорах и турбинах, работающих на воздухе).

В качестве реактора в АЗГТУ может применяться высокотемпературный газоохлаждаемый реактор (ВТГР) и реактор-размножитель на быстрых нейтронах с гелиевым теплоносителем (БРР).

ВТГР включают в основном в двухконтурные схемы с регенерацией, но можно использовать в одноконтурных АЗГТУ большой мощности (до 2000...3000 МВт) с температурой гелия при выходе из реактора до 1270 K и давлении 5...8 МПа. КПД простейшей АЗГТУ при $T_г$ = 1100...1200 K составляет всего 30...32 %. Для стационарных энергетических АЗГТУ мощностью 1000...1200 МВт, работающих на гелии, углекислоте или азоте, целесообразен цикл с промежуточным охлаждением при сжатии и регенерацией. Такие рабочие тела, как $CO_2$ и шестифтористая сера $SF_6$, имеют низкую критическую температуру, и их применение позволяет уменьшить работу сжатия, так как повышается давление не в паровой, а в жидкой фазе.

## Турбинные установки на нетрадиционных источниках энергии

Традиционная энергетика, основанная на использовании органического топлива и его преобразовании в паротурбинных, газотурбинных и комбинированных установках, оказывает значительное разрушающее воздействие на окружающую среду, и в долговременной перспективе может приводить к нежелательным глобальным изменениям климата.

К ядерной энергетике активно отрицательно относится население многих стран из-за возможных серьезных аварий, при которых большие территории могут быть загрязнены радиацией. Повышение эффективности использования органических топлив, более экономичные способы обработки урана не решают глобальных проблем производства энергии на далекую перспективу.

Ученые и специалисты многих стран ищут источники энергии и нетрадиционные технологии ее получения. Особый интерес вызывают возобновляемые источники энергии – энергия Солнца, ветра, Мирового океана, малых водных потоков, теплота Земли, биомасса, а также разработки систем и технологий преобразования и использования этих источников энергии.

Возможности применения возобновляемых источников энергии, более экологически приемлемых, чем органическое топливо, практически неограниченны.

Из энергетических газотурбинных установок на нетрадиционных источниках энергии заслуживают внимание воздушно-аккумулирующие ГТУ, турбинные установки на солнечной энергии и ветротурбинные установки (ветротурбины).

***Воздушно-аккумулирующие ГТУ*** (ВАГТУ) устанавливают на воздушно-аккумулирующих электростанциях (ВАЭС) большой мощности.

Принципиальная схема одной из ВАГТУ приведена на рис. 4.40. На ВАЭС воздух в аккумуляторы закачивают компрессорами, приводимыми от электродвигателя, в период уменьшения нагрузки в энергосистемах. Для привода компрессоров электрическая энергия может производиться наиболее экономичными традиционными электростанциями. При этом турбины на этих электростанциях продолжают работать в постоянном режиме с высоким КПД. В период пика нагрузки воздух из воздушного аккумулятора подают в газотурбинную часть ВАГТУ; в камере сгорания перед турбиной в воздух подается и сгорает топливо. Мощность турбин передается электрогенератору, включенному в электрическую систему. Таким образом, посредством ВАЭС осуществляется «перебрасывание» нагрузки в энергосистеме в целях экономии топлива.

Аккумуляторы воздуха представляют собой большие подземные хранилища воздуха, закачиваемого в них компрессорами.

К особенностям ВАГТУ относят: отсутствие непосредственно механической и термодинамической связи между компрессором и турбиной; различные расходы рабочего тела через компрессор и турбину; выработку всей мощности турбины в энергосеть; использование различных видов топлива при работе в компрессорном и турбинном режимах; наличие дополнительных гидравлических сопротивлений в тракте, соединяющем компрессор, турбину и воздушный аккумулятор; изменение давления в воздушном аккумуляторе из-за нагрева или охлаждения в нем воздуха.

При проектировании ВАГТУ обычно исходят из возможностей использования компрессоров и турбин уже имеющихся автономных ГТУ. Анализ показал, что в качестве целесообразной схемы опытно-промышленной ВАЭС может быть выбрана средняя по сложности схема с двумя турбинами и двумя камерами сгорания.

Работа по созданию ВАЭС велась и ведется в ряде стран. Первая в мире установка этого типа мощностью 290 МВт работает с ноября 1978 г. на станции «Хунторф» в Германии. Принципиальная схема этой ВАЭС аналогична показанной на

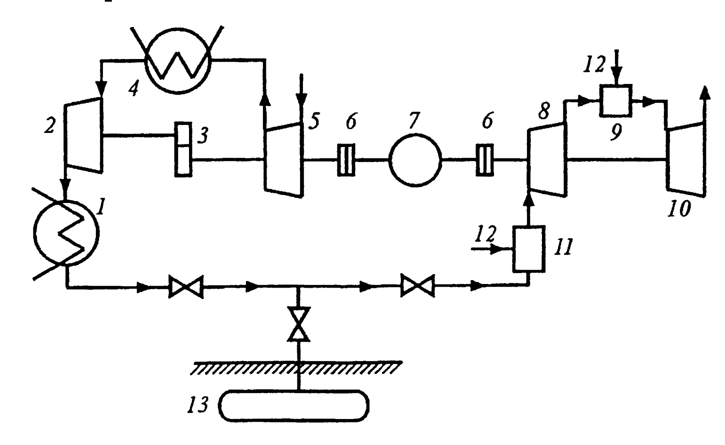



**Рис. 4.40.** Принципиальная схема ВАГТУ:
*1* – концевой воздухоохладитель; *2* – двухступенчатый центробежный компрессор; *3* – редуктор; *4* – промежуточный воздухоохладитель между компрессорами; *5* – осевой компрессор; *6* – муфта; *7* – электромотор-генератор; *8* – ТВД; *9* и *11* – камеры сгорания высокого и низкого давления; *10* – ТНД; *12* – подача топлива; *13* – воздушный аккумулятор

рис. 4.40. С 1986 г. в США эксплуатируется ВАЭС «Сойланд» мощностью 220 МВт. Наземное оборудование для нее поставила швейцарская фирма «Броун-Бовери», изготовившая аналогичное оборудование для ВАЭС «Хунторф».

***Солнечные ГТУ.*** В некоторых странах рассматривается проблема солнечных энергоустановок (СЭУ). Обычно в качестве преобразователей в них используются паротурбинные установки, но могут применяться ГТУ или ПГУ. Газотурбинные установки могут работать по открытому (на воздухе) или замкнутому (на воздухе или на гелии) циклам, не отличающимся от соответствующих циклов ГТУ на традиционных источниках энергии.

Основной трудностью создания СЭУ большой мощности (несколько десятков и даже сотен мегаватт) является обеспечение концентрации солнечной энергии, плотность которой низка, – в средних широтах она составляет всего несколько сот ватт на квадратный метр в условиях непостоянства солнечного излучения как по времени суток, так и из-за погодных условий. В связи с этим необходима, во-первых, концентрация энергии Солнца, во-вторых, ее аккумулирование в целях использования при отсутствии солнечного излучения. Задачу создания СЭУ большой мощности решают путем разработки системы зеркал-гелиостатов, располагаемых на Земле вокруг приемного коллектора. Зеркала должны автоматически поворачиваться вслед за Солнцем, а приемный коллектор – располагаться на достаточно большой высоте, чтобы лучи, отраженные от зеркал, могли попасть на него даже при большом расстоянии между зеркалами и коллектором. Обычно рассматривают СЭУ с коллектором (или коллекторами), расположенным на высоких (до 100...400 м) башнях, поэтому СЭУ такого типа называют башенными.

Накопление солнечной энергии может происходить в тепловых аккумуляторах. Тепловой аккумулятор небольшой мощности (например, для применения СЭУ на космических объектах) может быть теплообменником, заполненным расплавленным теплоносителем с высокой температурой плавления и большой скрытой теплотой плавления. Этим требованиям удовлетворяют, например, гидрит лития LiH или фтористый натрий NaF. Для стационарных СЭУ можно применять вещества меньшей стоимости, например, хлориды щелочных металлов и их смеси. Для СЭУ большой мощности (100 МВт) аккумулятор выполняют в виде цилиндрического бака диаметром и высотой около 20 м, заполненного гранитной крошкой и теплоаккумулирующей жидкостью, работающей в диапазоне температур 490...575 К. При зарядке аккумулятора более холодная жидкость со дна перекачивается в подогреватель для получения теплоты от пара из парогенератора. При разрядке аккумулятора жидкость отбирается сверху бака, отдает теплоту рабочему телу и возвращается в бак снизу.

Наряду с крупными СЭУ башенного типа разработаны автономные системы с параболическими тарельчатыми коллекторами диаметрами 10...100 м с ГТУ сравнительно небольшой мощности (50...2000 кВт). В таких СЭУ блок преобразователя ГТУ с электрогенератором размещают в фокальной плоскости коллектора. Несколько таких СЭУ могут давать энергию в общую сеть. КПД полного преобразования СЭУ может составлять 20...30 %, что выше, чем КПД СЭУ башенного типа.

***Ветротурбины.*** Крупнейшим источником энергии служит ветер. Ветротурбины (ВТ) и конструируемые на их основе ветротурбинные установки (ВТУ) или ветротурбинные энергоустановки (ВЭУ) в 1990-х гг. достигли уровня коммерческого производства и в местностях с благоприятными параметрами ветра начали конкурировать с обычными энергоустановками. Согласно данным Американской

ветроэнергетической ассоциации (АВЭА), установленная мощность ВЭУ в начале 1997 г. составляла свыше 6000 МВт. Установленная мощность ВЭУ в мире ежегодно возрастает приблизительно на 10 %, в то время как их стоимость снижается. Соответственно увеличивается доля производства электроэнергии без химического загрязнения окружающей среды. Специалисты прогнозируют дальнейшее ускорение в развитии ветроэнергетики. Так, по данным АВЭА и Европейской ветроэнергетической ассоциации (ЕВЭА), установленная в мире мощность ВЭУ к 2006 г. возрастет в 6 раз по сравнению с 1996 г. (табл. 4.3).

*Таблица 4.3*

| Регион мира | Установленная мощность в 1996 г., МВт | Вновь вводимая мощность ВЭУ по годам, МВт | | | Установленная мощность в 2006 г., МВт |
|---|---|---|---|---|---|
| | | 1997–2000 | 2001–2006 | 1997–2000 | |
| Западная и Северная Европа | 3384 | 4820 | 9420 | 14310 | 17694 |
| Северная и Южная Америка | 1839 | 1250 | 5700 | 6950 | 8789 |
| Азия, включая Новую Зеландию и Австралию | 895 | 1540 | 4430 | 597 | 6865 |
| Другие страны | 54 | 230 | 2265 | 2495 | 2549 |
| Всего | 6172 | 7840 | 21885 | 29725 | 35897 |

У подавляющей части ВТ для производства электроэнергии имеются роторы с лопастями, вращающиеся вокруг горизонтальной оси; механическое оборудование размещают в гондоле, крепящейся на высокой башне (рис. 4.41).

Основной тип башни – цилиндрическая или коническая стальная труба. Ветротурбинные установки мощностью 100 кВт и менее крепят на решетчатых стальных башнях; ВТУ мегаваттного класса – на башнях из бетона. Лопасти ВТ изготовляют из стали или стеклопластиков. Как показала практика эксплуатации ВТУ, срок службы лопастей из стеклопластика примерно на 10 % меньше, чем срок службы стальных лопастей. Ветротурбинные установки с вертикальными осями вращения выполняют редко.

Типичные выпускаемые промышленностью энергетические ВТУ характеризуются следующими особенностями: высота башни от 30 до 50 м; две или три лопасти на рабочем колесе диаметром 30 м, которое соединено с горизонтальным приводным валом; редуктор соединяет вал ротора с электрогенератором мощностью 400 кВт, который, в свою очередь, передает электроэнергию в местную электрическую сеть; имеется устройство для торможения ротора. Все эти цифры представляют собой средние параметры, действительные пределы которых очень широки. Например, мощности ВТ могут быть от 50 Вт (при диаметре 1 м) для зарядки аккумуляторов до нескольких мегаватт (при диаметре до 100 м). Наиболее распространенными энергетическими ВТУ, работающими в сети, являются установки мощностью от 100 до 500 кВт.

Ветер представляет собой случайный неуправляемый природный процесс, вызываемый взаимодействием Солнца и Земли. Типичные особенности ветра как

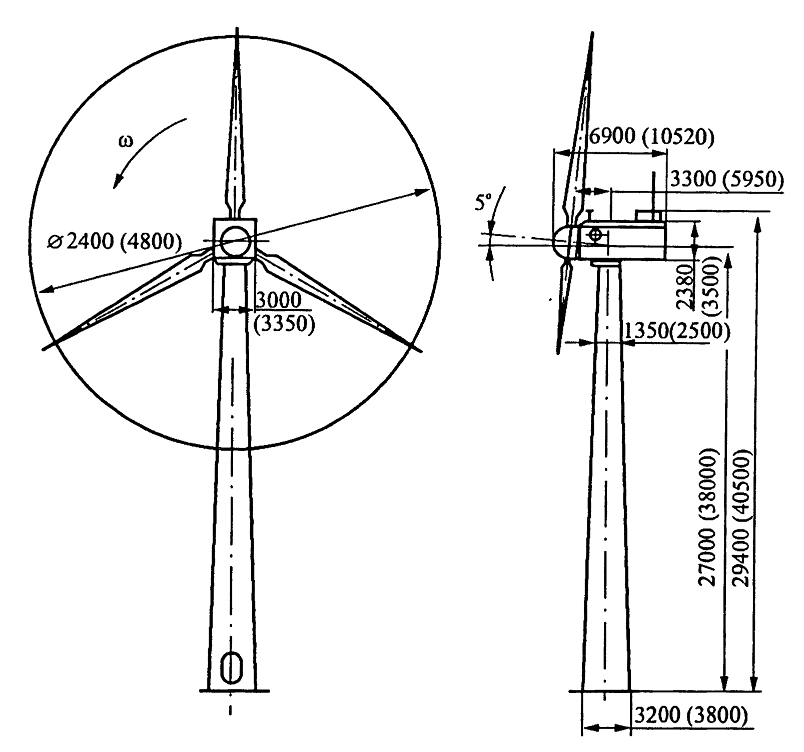



**Рис. 4.41.** Общий вид и основные размеры ВТУ мощностью 250 (1000) кВт (размеры указаны в мм; два значения соответствуют указанным мощностям)

источника энергии определяются его нестабильностью. Кинетическая энергия потока ветра изменяется в широких пределах даже в относительно короткие периоды времени, поэтому мощность, развиваемая ВТ, не является постоянной. Малая плотность воздуха служит причиной сравнительно малой концентрации энергии в потоке, который проходит через единицу площади его поперечного сечения. В результате возникает необходимость постройки ВТ с рабочими колесами (т. е. дисками с лопастями) сравнительно больших диаметров. Кроме того, ветер переменен по направлению.

Ветротурбины обычно используют энергию ветра в приземном слое на высоте 50...70 м от поверхности Земли, поэтому характеристики движения воздушных потоков в этом слое представляют наибольший интерес при расчете ВТ.

Для определения скорости ветра на различных высотах $z$ над поверхностью используют формулу, которая включает значение скорости на высоте 10 м:

$$w_z = w_0 (z/10)^B, \quad (4.18)$$

где $B \approx 0{,}17$ для открытых пространств. Чем меньше $B$, тем меньше отличаются нагрузки на лопасть турбины в ее нижнем и верхнем положениях.

Знание силы ветра и его изменений – очень важно для создания эффективной ВЭУ. В основном ветер вызывается погодными условиями, а скорость ветра поддается распределению Вейбулла, согласно которому вероятность возникновения скорости ветра $w > w'$ определяется по соотношению

$$\phi_{w > w'} = \exp\left[-(w'c)^k\right], \quad (4.19)$$

где $k$ – фактор формы (обычно $k = 2$ для распределения Рэлея) и $c$ – масштабный фактор ($c = 2w_{ср}/\sqrt{\pi}$, где $w_{ср}$ – средняя скорость ветра).

Интегрируя уравнение (4.19), получаем

$$\phi_w = (k/c)(w/c)^{x-1}\exp[-(w'c)^k]. \quad (4.20)$$

Разработаны основы теории ВТ. Мощность невозмущенного потока воздуха, имеющего скорость $w$ и протекающего через сечение площадью $A$, равна кинетической энергии воздушного цилиндра плотностью $\rho$, проходящего в единицу времени:

$$N_0 = [(\rho A w)w^2]/2 = (\rho A w^3)/2. \quad (4.21)$$

Долю $C_N$ – *мощностной коэффициент* – использует турбина, так что производимая полезная мощность турбины

$$N_т = (C_N \rho A w^3)/2. \quad (4.22)$$

Поскольку ветер создается в расширяющемся потоке, воздух должен иметь некоторую кинетическую энергию за ротором турбины. Для нахождения максимального значения мощностного коэффициента применяют так называемую линейную теорию количества движения Бетца, согласно которой для ротора ВТ любого размера

$$C_{N\,max} = 16/27 = 0{,}59. \quad (4.23)$$

Можно назвать этот коэффициент теоретическим КПД идеальной ВТ. На практике лучшие выполненные ВТ имеют $C_{N\,max} = 0{,}45$. Это значит, например, что рабочее колесо ВТ с лопастями длиной 10 м при скорости ветра 10 м/с может иметь мощность на валу не более 85 кВт. Кубическая зависимость мощности от скорости ветра означает, что при скорости ветра $w < 4$ м/с мощность пренебрежимо мала, поэтому ВТ начинают работать при бо́льших скоростях ветра. При росте $w$ сверх этого предела мощность быстро возрастает до расчетного значения, соответствующего скорости ветра $w_r$. При скоростях, бо́льших $w_r$, мощность остается постоянной либо путем изменения угла установки всей лопасти, либо ее периферийной части, либо в результате применения лопастей из «самотормозящих» профилей. Максимальное производство энергии в течение года наблюдается обычно тогда, когда $w_r$ в 1,5...2 раза больше средней скорости ветра.

Расчетная скорость ветра для ВЭУ большой мощности обычно равна 11...15 м/с. Как правило, чем больше мощность установки, тем больше должна быть скорость, на которую рассчитывается ВТ. Однако поскольку бо́льшую часть времени скорость ветра не постоянна, ВЭУ развивает меньшую мощность. Если среднегодовая скорость ветра в данной местности не менее 5...7 м/с и расчетная мощность может производиться по крайней мере 2000 часов в год, то эта местность считается благоприятной для установки ВЭУ большой мощности и даже для создания ветровых «ферм», т. е. крупных ветротурбинных электростанций, которые состоят из большого количества ВЭУ.

Оптимальное «извлечение» мощности зависит от скорости (частоты) вращения ротора ВТ: если частота вращения мала, то воздух проходит через лопасти невозмущенным; если – слишком велика, то поток разрушается. Безразмерной характеристикой для определения оптимальной скорости вращения служит отношение скоростей на периферии лопастей λ:

$$\lambda = R\omega/w, \tag{4.24}$$

где $R$ – длина лопасти (радиус ротора) и $\omega$ – угловая скорость вращения ротора. Оптимальное значение λ, т. е. $\lambda_{opt}$, для получения максимального значения $C_N$ зависит главным образом от числа лопастей на роторе и профиля лопасти. Значения $\lambda_{opt}$ изменяются от 4 для турбин с десятью лопастями, применяемыми для привода насосов, до 7 для ротора с тремя лопастями и до приблизительно 10 для ротора с двумя (или одной) лопастями. Таким образом, чем меньше число лопастей, тем больше оптимальная скорость и тем более ВТ пригодна для производства электроэнергии. Отсюда также следует, что чем больше длина лопасти, тем меньше оптимальная скорость вращения ротора ВТ.

Крутящий момент на валу ВТ возрастает с ростом *густоты* лопастей на роторе. Большой крутящий момент и малая скорость вращения, требующиеся для ВТ, приводящих насосы, получают при роторах с большой густотой и большим числом лопастей. Наоборот, малый крутящий момент и большую частоту вращения, необходимые для эффективного производства электроэнергии ветротурбинами, достигают при роторах с малой густотой и малым числом лопастей, поэтому распространены ВТ даже с одной лопастью (при этом необходим специальный противовес на роторе). Однако для обеспечения желательного постоянства вращения ротора и из-за того, что акустический шум возрастает с частотой вращения ротора, более приемлемыми для выполненных энергетических ВТ являются роторы с тремя и, часто, с двумя лопастями.

Для наиболее полного использования энергии воздуха лопасти ВТ должны принимать определенное положение относительно потока. Поэтому ВТ оборудуют системами управления, а также системами ограничения мощности и частоты вращения ротора. Необходимость таких систем определяется тем, что, как правило, рабочие колеса ВТ не выдерживают ветровые нагрузки при скоростях ветра свыше 25...30 м/с.

Применяют системы управления двух типов. Первый способ управления заключается в изменении угла между лопастью и направлением воздушного потока (угла атаки). Эффективность и надежность такой системы определяется надежностью гидравлической и механической систем поворота лопастей. При этом усложняется вся машина. Второй способ управления применяют, если профили лопасти неодинаковы по ее длине. В этом случае при одинаковой скорости воздушного потока разные участки лопасти работают с различной эффективностью. При определенной скорости ветра может происходить срыв потока лишь на отдельных участках по длине лопасти. В этом случае профиль лопасти выбирают таким, чтобы при скоростях ветра, бóльших расчетной (той, которая соответствует номинальной мощности), мощность ВТ оставалась примерно постоянной и равной номинальной. Системы управления такими ВТ существенно упрощаются, но эффективность производства мощности зависит от тщательности расчета профилей лопастей.

На практике оба способа управления оценивают примерно как одинаковые.

Рабочие характеристики ВЭУ определяются по коэффициенту использования установленной мощности и по удельному производству энергии. Коэффициент использования установленной мощности ВЭУ невелик (0,2...0,3). Можно указать, что для атомных электростанций он равен 0,7...0,8, для тепловых электростанций – 0,65...0,7, для гидроэлектростанций – 0,3...0,45. Однако для лучших ВЭУ этот коэффициент достигает 0,4...0,5, что соответствует значениям для гидроэлектростанций.

Удельное производство электроэнергии определяют как отношение количества энергии, выработанной в течение года, к кольцевой площади, ометаемой лопастями ВТ. Указанное количество энергии может быть определено как среднее количество энергии, произведенное за год. При указанном распределении скорости ветра, которое подтверждается на практике, и с учетом соотношений (4.19) и (4.20) среднее количество энергии, произведенное за год, приблизительно может быть определено по формуле

$$P_{\text{ср.г}} \approx C_N A \rho (\bar{w})^3.$$

Для лучших ВЭУ удельное производство энергии составляет 1300...1500 кВт/м$^2$ в год и увеличивается с ростом единичной мощности воздушной турбины.

**Воздействие паротурбинных, газотурбинных и комбинированных установок на окружающую среду**

Наиболее значительными факторами воздействия ПТУ и ГТУ на окружающую среду являются тепловые выбросы, выбросы в атмосферу экологически вредных веществ и шум. В ПТУ и ГТУ, не вся подводимая с топливом теплота превращается в полезную работу. Большая часть ее (60...70 % в зависимости от КПД) выбрасывается в окружающую среду. Происходит это при сбросе в водоемы, водотоки или в градирни нагретой охлаждающей воды; при выбросе в атмосферу уходящих (отработавших) газов из топок котлов ПТУ или продуктов сгорания из ГТУ; в процессе теплообмена корпуса и агрегатов установки с окружающим пространством. Из-за сброса в водоемы нагретой охлаждающей воды повышается температура воды в водоемах, что вызывает уменьшение концентрации растворенного в воде кислорода, неблагоприятно влияющее на биологические и химические процессы, определяющие жизнедеятельность растительных и животных организмов в водоемах. При этом нарушаются процессы самоочищения водоемов и, следовательно, ухудшается их биологическое и санитарное состояние. Поэтому обычно подогрев воды сточными водами в водоемах и водотоках сверх естественной температуры допускают летом не более чем на 3 K и зимой – 5 K. Кроме того, иногда ограничивают и верхний предел температуры сбросной воды (уровнем 301...306 K).

В ПТУ основную долю теплового загрязнения составляют выбросы теплоты с водой, охлаждающей конденсаторы. Температура этой воды не превышает 305 K, но количество выбрасываемой с нею теплоты достигает 4,4 ГДж/ч на 1 МВт установленной мощности. Для сброса такого количества теплоты требуется расход воды в среднем 100...110 м$^3$/ч на 1 МВт.

Тепловые выбросы ГТУ существенно отличаются от тепловых выбросов ПТУ. В ГТУ, выполненной по простейшему циклу, с водой отводят только теплоту системы охлаждения масла, и необходимый для этого расход воды составляет не более 10...15 м$^3$/ч на 1 МВт установленной мощности. В том случае, если масло охлаж-

дают топливом или воздухом, работающим в ГТУ, данная потеря теплоты практически отсутствует. Значительный отвод теплоты с водой в ГТУ может быть лишь в случае применения промежуточного охлаждения воздуха при сжатии (в многоагрегатных ГТУ – см. рис. 4.32). Основной выброс теплоты у ГТУ происходит в атмосферу с отработавшими газами (ОГ). Эти выбросы значительны, имеют высокий температурный уровень (700 К и более) и поэтому могут создавать большие местные тепловые нагрузки атмосферы, влияя на локальные метеорологические условия (микроклимат).

Основной способ снижения тепловых выбросов в окружающую среду – повышение термического КПД цикла ПТУ и ГТУ, утилизация выбрасываемой теплоты в ГТУ. ПТУ практически не имеют возможностей для повышения КПД, поэтому в них довольствуются лишь температурными ограничениями для охлаждающей воды, указанными выше. ГТУ имеют бóльшие возможности для повышения КПД. Если, однако, КПД ГТУ возрастает в результате повышения начальной температуры газа и степени повышения давления в компрессорах, то доля теплоты с ОГ уменьшается, но продолжает оставаться значительной по абсолютному значению, поскольку определяется энтальпией уходящих газов $h_у = c_{pг} m_г T_у$ (здесь $c_{pг}$ – теплоемкость ОГ; $m_г$ и $T_у$ – масса и температура ОГ). Больший эффект при снижении тепловых выбросов в атмосферу дает повышение КПД цикла с помощью регенерации теплоты, так как при этом частично утилизируют теплоту ОГ. Еще одним способом полезного использования теплоты ОГ является теплофикация. В этом случае на выхлопе ГТУ устанавливают сетевые подогреватели, позволяющие довольно глубоко охладить ОГ.

Существенно меньшие тепловые выбросы получаются в ПГУ. Тем не менее, при любых способах повышения КПД и утилизации теплоты в атмосферу все же выбрасывается значительная ее часть. Для уменьшения степени локальных нарушений микроклимата эта теплота должна рассеиваться в слоях атмосферы, удаленных от поверхности земли благодаря установке высоких выхлопных дымовых труб. Расчет этих труб ведут обычно исходя не из условия рассеяния теплоты, а из условия рассеяния в атмосфере токсичных продуктов, содержащихся в ОГ ПТУ и ГТУ.

Основными токсичными веществами, выбрасываемыми в атмосферу ПТУ и ГТУ, являются продукты полного сгорания (оксиды серы $SO_2$ и зола) и неполного (оксиды углерода СО, сажа и углеводороды НС), а также оксиды азота $NO_x$, образующиеся при высоких температурах горения. Поскольку термодинамический цикл ПТУ замкнут, то токсичные вещества выбрасываются в атмосферу только из топок паровых котлов. В мощных паротурбинных блоках современных электростанций осуществляют процесс сгорания топлива с полнотой, близкой к 100 %. Блоки оборудованы золоуловителями, имеющими КПД 95...99 %. Поэтому даже при сжигании мазута доля ПТУ в общем загрязнении окружающей среды сравнительно невелика, а выбросы в основном представляют собой $SO_2$ и $NO_x$. Наиболее сложным оказывается предупреждение выбросов соединений серы. Способы очистки продуктов сгорания или топлива от серы имеют высокую стоимость и не нашли широкого использования. Радикальным возможным путем решения этой задачи является газификация угля или мазута и очистка газа или угля перед сжиганием. В настоящее время снижение концентрации $SO_2$ в атмосфере до допустимого уровня обеспечивают путем расположения энергоустановок в слабозагазованных районах и применением высоких дымовых труб (до 320...350 м и даже выше).

Образование содержащихся в продуктах сгорания ГТУ экологически вредных веществ связано с процессами, протекающими в камере сгорания. Наибольшей токсичностью среди всех вредных веществ обладают оксиды азота $NO_x$, поэтому в суммарной токсичности ОГ их доля может достигать 90...95 %. В общем случае они могут быть как продуктом окисления азота воздуха («воздушные» оксиды азота), так и продуктом окисления азота, содержащегося в топливе («топливные» оксиды азота). Абсолютные их количества и соотношения между ними различны в зависимости от содержания азота в топливе и от факторов, влияющих на процессы окисления. Как правило, основную долю $NO_x$ в ОГ ГТУ составляют оксиды азота «воздушного» (т. е. термического) происхождения, поэтому снижению эмиссии этих оксидов уделяется основное внимание.

Непосредственной мерой уменьшения $NO_x$ в ОГ ГТУ является снижение температуры в первичной зоне камеры сгорания и уменьшение времени пребывания газов в зоне высоких температур. В камере сгорания ГТУ возможны различные приемы для реализации этих мер, причем эти приемы не должны способствовать эмиссии других токсичных компонентов. Основными приемами являются впрыск воды или пара в первичную зону, применение предварительного испарения и тщательного перемешивания топлива и воздуха, одновременное впрыскивание аммиака и перекиси водорода в ОГ и др. Относительный расход впрыскиваемого пара в зону реакции в камере или в смесительную камеру перед первичной зоной горения невелик и сопоставим с относительным расходом топлива в ней. Однако эффект от впрыска значителен; например, впрыск воды в количестве 2,5 % расхода воздуха через компрессор уменьшает в 3...5 раз содержание $NO_x$.

Уменьшить содержание токсичных веществ можно также при помощи каталитической переработки $NO_x$ за ГТУ или применяя специальные каталитические камеры сгорания.

К газообразным продуктам неполного сгорания топлива в ГТУ относят оксид углерода СО и различные углеводородные соединения НС. Меры по снижению эмиссии этих веществ совпадают с применяемыми для повышения полноты сгорания топлива.

ПТУ и ГТУ являются источниками вредного для здоровья обслуживающего персонала и окружающего населения *высокочастотного шума.*

ПТУ – это установки замкнутого контура. Их шум достаточно хорошо гасится звукоизолирующими кожухами, не требуются специальные конструктивные меры для его снижения. Значительно сложнее снижать шум ГТУ, работающей по открытому циклу. Для ГТУ характерен шум аэродинамического и механического происхождения. Шум аэродинамического происхождения возникает вследствие стационарных и нестационарных процессов в воздухе и продуктах сгорания во всем аэродинамическом тракте от воздухозаборного устройства до выпуска отработавших газов. Шум механического происхождения возникает из-за вибрации ГТУ, агрегатов и трубопроводов вспомогательных систем.

Главная причина возникновения шума аэродинамического происхождения – это вихревой шум, связанный с периодическими срывами вихрей с обтекаемого тела (лопатки, вставки и т. п.). Частота срывов равна частоте звука (в Гц):

$$f = 0{,}212(1 - 21{,}2 / \mathrm{Re})(w / d),$$

где Re – число Рейнольдса потока, обтекающего тело; $w$ – скорость потока; $d$ – характерный размер обтекаемого тела. Сила возникающего при этом звука зависит от скорости $w$ в 4–7 степенях.

Основное звукоизлучение дает корпус компрессора, причем каждая его ступень возбуждает свои колебания. Низкочастотные колебания (30...200 Гц) обусловлены в основном механическими причинами, а высокочастотные – аэродинамическими возбуждениями. Последние передаются стенкам корпуса компрессора как непосредственно от потока, так и через закрепленные в них лопатки. В наиболее шумном межлопаточном пространстве интенсивность высокочастотных колебаний может доходить до 155...160 дБ. При прохождении через стенку звук (в децибелах) ослабляется на величину

$$\Delta L \approx 20 \lg (f, M) - 60,$$

где $M$ – масса корпуса, приходящаяся на единицу площади стенки, кг/м$^2$. При толщине стенки 20...50 мм расчетом по этой формуле получено, что $\Delta L$ может составить 50...66 дБ. Если компрессор выполнен с обоймами, в которых крепятся лопатки, то уровень шума корпуса при этом сильно (на 10...15 дБ) снижается, поскольку звук должен преодолеть две стенки и воздушный промежуток между ними.

Значительную долю шума в общем звуковом фоне создают воздухо- и газопроводы. При общей большой площади поверхностей труб тонкие стенки могут создавать шум до 100...110 дБ. Основное средство подавления шума, передаваемого деталями корпуса и трубами в ГТУ, – это создание звукоизоляции, часто совмещаемой с теплоизоляцией. При тщательном ее выполнении уровень шума можно снизить на 10...15 дБ.

Для снижения уровня шума до допустимых санитарных или технических норм требуется установка специальных устройств. В местах нахождения обслуживающего персонала и в помещениях управления ГТУ допустимые уровни звукового давления (в дБ) в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 63...8000 Гц, а также уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБ по шкале А) регламентируются стандартом.

В целях снижения уровня шума аэродинамического происхождения применяют различные устройства во входных и выпускных устройствах ГТУ. В зависимости от мощности и конструкции ГТУ уровни звука при входе воздуха в компрессор достигают 130...150 дБ, поэтому вход в ряде случаев оборудуют эффективным глушителем, обеспечивающим существенное снижение уровня звука. Такие глушители должны иметь небольшое гидравлическое сопротивление, так как КПД установки резко снижается при повышении сопротивления на входе.

Эффективной является установка во впускном тракте ГТУ решетки из толстых пластин, изготовляемых из плотных (до 90 кг/м$^3$) волокнистых материалов (синтетического волокна, войлока и т. п.) и защищаемых снаружи перфорированными металлическими листами и проволочной сеткой. Шум при выходе из газовой турбины достигает 140...160 дБ по шкале А при очень широком спектре частот с трудно подавляемыми низкими частотами. Снижение уровня шума при выходе возможно гофрированием участков патрубка и выпускной трубы, установкой глушителей торпедообразной формы, которые перекрывают центральную часть тракта и создают дополнительные поверхности для поглощения звука. Шумопоглощающие материалы в газовыпускном тракте выбирают более стойкими к высокой температуре газа.

Одно из преимуществ ГТУ регенеративного цикла заключается в том, что теплообменник является глушителем, и вместе с проблемой снижения температуры отработавших газов частично решается проблема шумоглушения. Тем же целям служит котел-утилизатор, располагаемый в выпускном тракте ПГУ.

Для предотвращения распространения шума механического происхождения, возникающего из-за вибрации ГТУ и агрегатов вспомогательных систем, применяют упругие амортизаторы, а также гибкие вставки в трубопроводах и воздуховодах, подведенных к двигателю.

Для уменьшения уровня шума и снижения теплового излучения ГТД применяют звукоизолирующие вентилируемые кожухи, которые покрываются изнутри звукоизолирующим материалом.

Несмотря на то, что ветротурбинные энергоустановки (ВЭУ) рассматриваются как преобразователи энергии экологически идеально «чистые», все они оказывают определенное отрицательное влияние на окружающую среду, поэтому правильнее считать, что они снижают отрицательное влияние на природу в сравнении с традиционными энергоустановками. Экологические факторы, которые необходимо принимать во внимание при применении ВЭУ, включают в себя акустический шум, визуальное «загрязнение» ландшафта, «захват» земельных участков, влияние на фауну, возможные воздействия на телекоммуникации, радары и т. д.

Акустический шум является в ряде случаев основным фактором для получения разрешения на установку ветротурбины (ВТ). Шум, который может быть снижен широко применяемыми методами, создается, главным образом, при обтекании гондолы, срывом вихрей с лопастей, возмущением воздушного потока при прохождении лопастей мимо башни и по другим причинам аэродинамического происхождения. На практике акустический шум снижается до уровня природного фонового шума в 30 дБ на расстоянии около 300 м за ВТ, хотя все подобные оценки зависят от скорости ветра и многих других факторов.

Другое существенное воздействие – визуальное, которое определяет необходимость располагать ВЭУ на открытой местности, предпочтительно без препятствий для ветра, на высоких местах и т. п. Оценки визуального воздействия обычно являются субъективными, но, тем не менее, уже существуют определенные правила анализа указанного влияния. В частности, рекомендуется размещать ВЭУ в промышленных и сельскохозяйственных зонах; предпочтительной считается линейная схема размещения ВЭУ в группах (в составе энергетических «ферм»), и группы должны быть небольшими по количеству ВЭУ; трехлопастные ВЭУ воспринимаются лучше, чем двухлопастные, и т. д.

На практике наименьшее воздействие ВЭУ оказывают на телекоммуникации, радары, самолеты и стаи птиц. Тем не менее на основе имеющегося опыта также разработаны соответствующие рекомендации. Так, чтобы снизить помехи телевещанию, радио и другим системам, рекомендованы следующие минимальные расстояния между ВЭУ и объектами:

| *Объект* | *Расстояние между ВЭУ и объектом, м* |
|---|---|
| Радио и ТВ-передатчики | 6000 |
| Навигационные системы | 500 |
| Телевизионные приемники | 100–800 |
| Аэропорты | 4000–6000 |

Потеря земельных площадей незначительна, так как на полях из многих ВЭУ оказывается занятой только площадь под основание башни, а проходы занимают всего 1 % полной площади земельного участка.

Сравнения показывают, что ВЭУ оказывают наименьшее отрицательное влияние на источники и качество воды, чем любые другие преобразователи энергии. Тем не менее для снижения такого влияния ВТ должны размещаться друг от друга на расстоянии, равном, по крайней мере, высоте семи башен, чтобы поток ветра мог восстанавливаться от машины к машине и не оказывать влияния на сельскохозяйственные угодья, естественные флору и фауну.

## 4.3. Газотурбинные установки в космических аппаратах

Эффективность космических орбитальных станций и межпланетных космических аппаратов в значительной мере определяется уровнем располагаемой энергетики. В настоящее время основным источником электропитания космических аппаратов, работающих в околоземном пространстве, с ресурсом работы свыше нескольких недель и энергопотреблением свыше нескольких десятков ватт являются энергоустановки на базе солнечных батарей. Запущено также несколько аппаратов, где источником теплоты является ядерный реактор, а система преобразования построена на базе термоэлектрических или термоэмиссионных элементов. Последние имеют мощность до нескольких киловатт и эффективны для межпланетных полетов.

Для станций нового поколения необходимо не менее 100 кВт электроэнергии. Потребная площадь солнечных батарей достигает при этом 3000 м$^2$. Дальнейшее наращивание электрической мощности за счет таких батарей практически невозможно, так как затрудняется их компоновка, сокращаются зоны подхода грузовых и транспортных кораблей, увеличивается аэродинамическое торможение станции, возрастает количество химических аккумуляторных батарей, необходимых для питания станции во время прохождения земной тени. Развитие научных исследований на Луне или Марсе потребует наличия электрической мощности от нескольких десятков киловатт в начальный период до сотен киловатт для более поздних исследований.

Из-за низкой энергоплотности (50...100 Вт/м$^2$) и невысокого КПД, большой стоимости и малого ресурса бездеградационной работы солнечных батарей, а также термоэлектрической и термоэмиссионной систем повысился интерес к традиционным машинным преобразователям. Очевидно, что в качестве таких преобразователей могут применяться только установки замкнутого цикла с внешним подводом теплоты: ПТУ с неводяными рабочими телами (например, жидкие металлы, органические теплоносители), ЗГТУ, поршневые двигатели, работающие по циклу Стирлинга. По сравнению с солнечными батареями и другими безмашинными преобразователями указанные двигатели имеют целый ряд преимуществ: высокий КПД (более 20 %) в широком диапазоне электрической мощности вплоть до сотен киловатт при умеренной стоимости энергоустановки; ресурс непрерывной работы до 20...30 лет без снижения качественных показателей; меньшая парусность (в 2...3 раза) на единицу электрической мощности; не требуется химических аккумуляторных батарей, поскольку установка вырабатывает электроэнергию непрерыв-

но как на освещенных, так и на теневых участках орбиты; при длительном времени нахождения на орбите машинные преобразователи обладают повышенной выживаемостью по сравнению с солнечными батареями.

Среди машинных преобразователей наиболее перспективными считаются ЗГТУ и двигатели Стирлинга. Дополнительным достоинством таких преобразователей является то, что без каких-либо конструктивных изменений их можно использовать со всеми известными источниками теплоты: солнечным, радиоизотопным, ядерным, химическим. Это делает возможным их применение не только в космической технике, но, например, в подводных обитаемых и необитаемых аппаратах, где наряду с ядерными источниками теплоты используются химические источники.

Схема и цикл ЗГТУ описаны ранее. Практически для всех разработанных к настоящему времени ЗГТУ для космических энергоустановок выбран простой регенеративный цикл (см. рис. 4.33). Принципиальная особенность космических энергоустановок заключается в системе отвода теплоты (газоохладителе). В условиях космоса нет другой возможности отвести теплоту, кроме как излучением в окружающую среду. Необходимый размер излучающей поверхности получается весьма значительным, а поскольку он обратно пропорционален температуре (в четвертой степени) охлаждаемого газа, оптимизация параметров цикла космических установок проводится несколько иначе, чем для установок, работающих в земных условиях.

Утвердилась компактная и надежная конструкция турбоблока (рис. 4.42), состоящего из центробежного компрессора *1*, бесщеточного высокочастотного генератора *2* переменного тока и центростремительной турбины *3*, ротор которого установлен на газовых опорах *4* и *5*. Применение радиальных турбомашин, потенциально имеющих более низкие КПД, чем осевые, оправдано малыми объемными расходами рабочего тела, но требует постоянной работы по совершенствованию проточной части. Электрогенератор располагается между компрессором и турбиной, что создает хорошо сбалансированную нагрузку на опоры и облегчает охлаж-

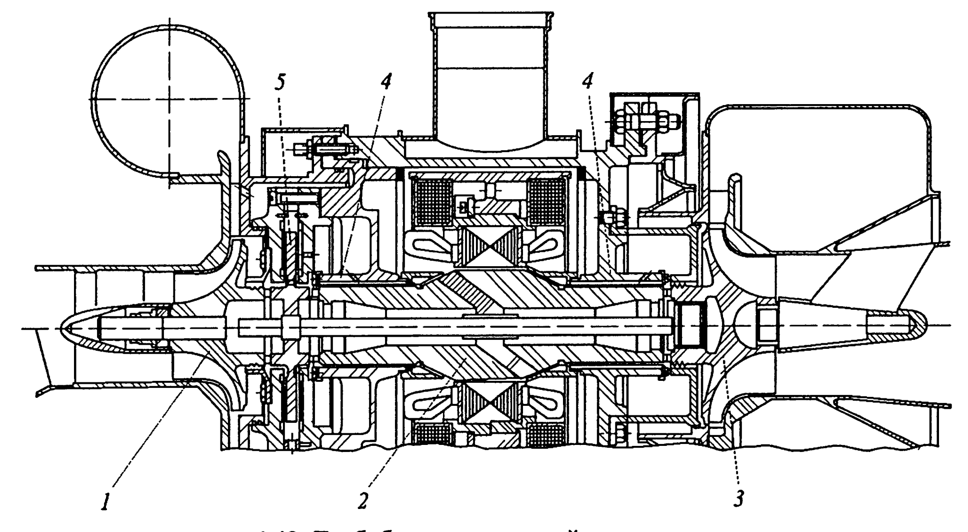



**Рис. 4.42.** Турбоблок космической энергоустановки

дение генератора газом, отбираемым из контура в сечении за компрессором. Возможность газового охлаждения электрогенератора является важным достоинством малых ЗГТУ, позволяющим избежать организации специальной системы жидкостного охлаждения. Однако в космических ЗГТУ, где теплота отводится из контура в космическое пространство излучением, это сужает возможности оптимизации системы отвода теплоты из-за ограничения по повышению температуры газа за компрессором. Частоту вращения ротора принимают 500...600 Гц. В лепестковых газодинамических подшипниках для смазывания используют рабочий газ. Рабочие поверхности подшипников имеют тефлоновое покрытие, допускающее многократные пуски и выдерживающее многократные перегрузки.

В большинстве вариантов энергоустановок в качестве рабочего тела принята смесь инертных газов гелия и ксенона в различных массовых соотношениях. Степень повышения давления в компрессоре выбирается около двух, что при реальных температурах газа $T_н$ перед компрессором и $T_г$ перед турбиной близко к значениям, оптимальным по КПД. При заданных параметрах цикла мощность установки пропорциональна массовому расходу выбранного рабочего тела. Благодаря возможности в замкнутых установках варьировать давление в контуре, можно получать при существенно различных массовых расходах близкие значения объемного расхода рабочего тела, вследствие чего при одних и тех же размерах ротора можно достичь существенно разных значений мощности, не нарушая условий подобия. Таким образом, можно использовать отработанную конструкцию для установок различной мощности и различного назначения.

Выбор температуры газа перед турбиной зависит от вида источника теплоты. Наиболее низкую температуру принимают обычно в установках с солнечным нагревателем, что определяется свойствами теплоаккумулирующего материала солнечного приемника – аккумулятора. Появление в схеме высокотемпературного аккумулятора теплоты связано с необходимостью обеспечить работу установки при параметрах, близких к расчетным, при нахождении космического аппарата на теневом участке орбиты. Предпочтительным способом аккумуляции теплоты считается использование теплоты фазового перехода. В этом случае значительное количество тепловой энергии может быть поглощено или выделено при постоянной температуре, что очень важно для газотурбинной установки. При использовании в качестве теплоаккумулирующего материала фтористого лития температуру газа перед турбиной принимают 1144 К, а в случае использования эвтектики $LiF+CaF_2$, более удобной в эксплуатации, но с более низкой температурой плавления, только 1040 К.

Последняя цифра является минимальной для вариантов ЗГТУ с радиоизотопным или ядерным источником теплоты, но, как правило, в современные разработки закладывают температуру 1135...1145 К, указывая как перспективные значения $T_г$ = 1300...1350 К. При этом элементы центростремительной турбины остаются неохлаждаемыми. Применение в турбине хромоникелевых сплавов, уже отработанных на действующих конструкциях, позволяет при увеличении температуры значительно увеличить мощность без изменения проточной части турбомашин.

Температура $T_н$ перед компрессором зависит от принятых параметров системы отвода теплоты. В космических ЗГТУ, где поверхность газоохладителя-излучателя сильно влияет на массогабаритные характеристики установки, эту температуру принимают повышенной по сравнению с наземными установками: $T_н$ = 340...380 К и выше.

Для получения высокой экономичности ЗГТУ, работающей по простейшей схеме при относительно низких по сравнению с обычными ГТУ температурах газа перед турбиной и высоких температурах перед компрессором, выбирается высокая степень регенерации (до 95 %). В связи с этим разработаны высококомпактные и надежные конструкции пластинчатых рекуператоров, способных обеспечить необходимые значения степени регенерации при относительно малых потерях давления.

***Выбор молекулярной массы рабочего тела ЗГТУ.*** Замкнутая ГТУ способна использовать широкий круг газов или газовых смесей. В частности, возможно применение чистых инертных газов (He, Ne, Ar, Kr), а использование смеси гелия и ксенона допускает широкое варьирование молекулярной массой $\mu$. Эти газы и смеси хорошо совместимы с конструкционными материалами и химически стабильны при температурном и радиационном воздействиях.

В радиальных турбомашинах малой мощности использование рабочего тела с увеличенной молекулярной массой позволяет обеспечить необходимое значение степени повышения давления $\pi_к$ при меньшей величине окружной скорости. Это, в свою очередь, уменьшает потери от трения диска о газ и потери в газовых подшипниках. Одновременно улучшаются динамические характеристики ротора. Приближенно можно считать, что при фиксированных размерах колеса потребная окружная скорость обратно пропорциональна корню квадратному из значения молекулярной массы.

С другой стороны, соотношение теплофизических свойств, определяющее высокие коэффициенты теплопередачи в теплообменных аппаратах ЗГТУ, наиболее благоприятно у газов с малой молекулярной массой, в частности у гелия. Поскольку масса и размеры теплообменников ЗГТУ, как правило, определяют эти параметры для всей установки, доводы в пользу выбора легких газов могут стать преобладающими.

Использование смесей гелия и ксенона привлекательно с двух точек зрения: во-первых, варьирование молекулярной массы всегда позволяет найти компромисс, удовлетворяющий механическим, аэродинамическим и теплообменным требованиям. Во-вторых, из-за пониженного числа Pr смеси обеспечивают более эффективную передачу теплоты по сравнению с чистыми газами той же молекулярной массы. На рис. 4.43 приведен график изменения относительной массы $\bar{G}$ регенератора при использовании чистых инертных газов или смеси гелия с ксеноном в различной концентрации. Из рисунка видно, что наибольший выигрыш достигается при значениях $\mu = 40...85$.

Для радиальных турбомашин целесообразное значение молекулярной массы рабочего тела изменяется от значений $\mu = 100...105$ при мощности установки 0,5...1,0 кВт до значений $\mu = 35...40$ при мощности 500...1000 кВт. Дальнейшее уменьшение $\mu$ ведет к значительному росту окружной скорости на ободе колеса и, соответственно, напряжений в элементах ротора. Хотя последние в ЗГТУ обычно ниже, чем в роторах ГТУ открытого цикла, повышенные требования к ресурсу и надежности необслуживаемых установок обычно ограничивают целесообразные значения молекулярной массы величиной $\mu > 35$.

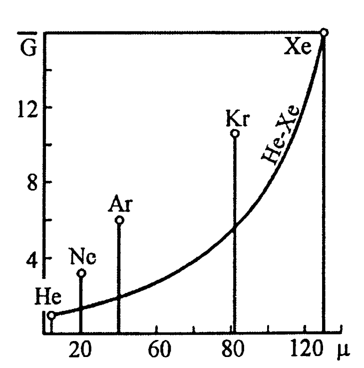



**Рис. 4.43.** Зависимости относительной массы регенератора от молекулярной массы инертного газа и гелий-ксеноновой смеси

*Таблица 4.4*

| Рабочее тело | Kr | He–Xe | He–Xe |
|---|---|---|---|
| Молекулярная масса | 83,3 | 83,8 | 60,0 |
| Общая масса энергоустановки, кг | 253 | 234 | 242 |
| Поверхность радиатора, м$^2$ | 5,43 | 5,14 | 4,98 |
| Потери давления ($\Delta p/p$) в радиаторе | 0,0045 | 0,004 | 0,0055 |
| Диаметр компрессора, мм | 63,5 | 63,2 | 69,8 |
| Температура перед компрессором, K | 367 | 372 | 383 |
| Температура перед турбиной, K | 1117 | 1117 | 1117 |
| Степень повышения давления | 1,74 | 1,72 | 1,6 |
| Давление за компрессором, МПа | 0,359 | 0,372 | 0,324 |
| Степень регенерации | 0,9175 | 0,9225 | 0,9325 |
| Потери давления ($\Delta p/p$) в регенераторе | 0,014 | 0,012 | 0,012 |
| Оптимизационный параметр | 334 | 331 | 317 |

В табл. 4.4 в качестве примера приведено сравнение параметров установок мощностью 2 кВт с радиоизотопным источником теплоты, работающих на чистом криптоне ($\mu = 83{,}8$) и двух вариантах смеси гелия и ксенона с $\mu = 83{,}8$ и с $\mu = 60$. Из табл. 4.4 следует, что криптоновая система из-за более низкого коэффициента теплопередачи проигрывает в размерах поверхности радиатора и особенно в массе регенератора, хотя степень регенерации принята здесь несколько меньшей, а потери давления для увеличения скорости газа разрешены несколько большими, чем в системе на гелий-ксеноновой смеси той же молекулярной массы. Сравнение установок с разным составом смеси показывает большую массу при более легкой смеси, несмотря на несколько меньшую поверхность радиатора. Увеличение удельной работы турбомашин при уменьшении $\mu$ требует увеличения окружной скорости и, соответственно, увеличения диаметра колес. При этом вынужденно уменьшается степень повышения давления. Для уменьшения размеров и массы теплообменного оборудования при выросшем объемном расходе увеличены допустимые гидравлические потери в радиаторе и повышена температура газа перед компрессором. Поэтому, несмотря на несколько бóльшую степень регенерации, установка на более легкой смеси проигрывает в КПД.

***Оптимизация космических установок.*** Для энергоустановок космических аппаратов максимальное значение КПД, как правило, не является критерием, по которому осуществляется оптимизация. Большее значение имеет масса установки, а также размер поверхности излучателя. В последней строке табл. 4.4 приведено значение условного оптимизационного параметра, представляющего собой сумму массы установки и 15-кратной поверхности излучателя. Для обоснования значения кратности в указанном параметре были выполнены варианты оптимизации рассмотренной двухкиловаттной установки при значениях кратности от 0 до 25. Получено, что увеличение кратности от 0 до 15 приводит к снижению поверхности излу-

чателя на 20 %, тогда как общая масса возрастает только на 2,7 %. Это и послужило основанием для выбора в качестве критерия оптимизации указанного значения.

При заданной температуре газа после источника теплоты увеличение КПД преобразования может обеспечиваться, во-первых, увеличением степени регенерации и, во-вторых, увеличением глубины охлаждения газа в газоохладителе-излучателе. И то и другое, очевидно, связано с увеличением массы установки. В табл. 4.5 показаны результаты сравнения трех энергоустановок мощностью 100 кВт. Первая установка, не имеющая рекуператора, проигрывает по КПД второй с умеренной степенью регенерации почти в 2 раза, тогда как выигрывает по массе всего 10 %. В третьей установке принято практически предельное значение степени регенерации, охлаждение газа до температуры ниже 0 °С, а также уменьшены потери давления в теплообменниках. В результате в 7 раз выросла по сравнению со вторым вариантом масса рекуператора и в 2,5 раза поверхность и масса газоохладителя-излучателя. Суммарная масса установки увеличилась почти втрое. Насколько такое увеличение является допустимой ценой за фантастически высокий уровень КПД зависит от назначения установки, стоимости доставки энергоустановки к месту эксплуатации и многих других факторов.

*Таблица 4.5*

| Параметр | Вариант | | |
|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 |
| Молекулярная масса смеси He–Xe | 58 | 58 | 59 |
| Электрическая мощность, кВт | 100 | 100 | 100 |
| Коэффициент полезного действия | 0,112 | 0,211 | 0,506 |
| Потребная тепловая мощность источника, кВт | 850 | 474 | 198 |
| Температура перед турбиной, К | 1250 | 1250 | 1250 |
| Частота вращения, мин $^{-1}$ | 28000 | 28000 | 28000 |
| Степень повышения давления | 2,08 | 2,09 | 1,91 |
| Температура перед компрессором, К | 468 | 408 | 246 |
| Давление за компрессором, МПа | 1,03 | 1,03 | 0,72 |
| Степень регенерации | 0 | 0,708 | 0,968 |
| Суммарные потери давления, % | 4,3 | 6,6 | 3,2 |
| Поверхность радиатора, м$^2$ | 166 | 172 | 410 |
| Масса, кг: | | | |
| радиатора | 580 | 600 | 1435 |
| турбоблока (с генератором) | 183 | 178 | 165 |
| рекуператора | 0 | 110 | 714 |
| системы отвода теплоты | 96 | 86 | 149 |
| трубопроводов | 59 | 49 | 98 |
| прочих элементов | 148 | 150 | 301 |
| Масса энергоустановки (без источника теплоты), кг | 1066 | 1173 | 2861 |





***Энергодвигательные установки.*** Замкнутая ГТУ может работать в составе так называемой энергодвигательной установки, использующей единый источник энергии, например ядерный реактор, для создания тяги двигателя и для бортового электроснабжения. Это существенно уменьшает массу бортового энергооборудования. Разумеется, речь идет не о стартовых двигателях, поднимающих объект с Земли на орбиту, а о двигателях малой тяги, которые применяют для маневров на орбите или для ее изменения. Их мощность соизмерима с мощностью, потребляемой оборудованием станции. Например, станция, рассчитанная на длительную работу на геостационарной орбите, имеет в качестве источника теплоты газоохлаждаемый ядерный реактор, теплоноситель которого служит одновременно рабочим телом ЗГТУ. При переводе станции с околоземной орбиты на геостационарную основные потребители электроэнергии не работают и вся мощность реактора используется для нагрева рабочего тела двигателей малой тяги. После достижения через 7...10 суток заданной орбиты двигатели отключаются и установка начинает работать только на электропотребление.

Установки подобного типа называют бимодальными. Они могут быть использованы для широкого круга объектов. За расчетное время работы, которое составляет обычно не менее 10 лет, такие объекты требуют выработки несколько десятков киловатт постоянной электрической мощности, а в двигательном режиме необходимо создание тяги от десятков до тысяч ньютонов при удельном импульсе 600...850 с на протяжении сотен часов.

На рис. 4.44 показана схема бимодальной ядерной энергоустановки электрической мощностью 40 кВт. Ядерный реактор охлаждается смесью гелия с ксеноном в соотношении по объему 7:3 и на энергетическом режиме вырабатывает тепловую мощность 176 кВт. Замкнутая ГТУ работает по схеме, рассмотренной ранее. Единственным отличием является разделение потока газа перед реактором так, что через него проходит менее половины общего расхода. Это сделано с целью обеспечить заданную температуру тепловыделяющих элементов реактора, которая принята равной 1600 К. Гелий-ксеноновая смесь в реакторе нагревается до температуры, близкой к указанной, и потому перед турбиной смешивается с более холодным газом, направленным в обход реактора. В результате смешения устанавливается температура 1144 К, допустимая для длительной эксплуатации турбины. Для обеспечения надежности энергоснабжения один реактор компонуется с тремя параллельно работающими ЗГТУ. В случае выхода из строя одной из них двух оставшихся достаточно для надежного отвода теплоты из активной зоны.

Рабочим телом для создания тяги двигателя выбран водород, который хранится на борту в сжиженном состоянии при температуре 20 К. Применение водорода позволяет получить в двигателе необходимую тягу при расходе его всего 5...10 г/с. Основной нагрев водорода происходит либо в реакторе (рис. 4.44, *а*), где для этого в активной зоне предусмотрены специальные каналы, либо в высокотемпературном теплообменнике (поз. *12* на рис. 4.44, *б*) рабочим телом ЗГТУ. Во втором случае упрощается конструкция реактора, но для теплообменника необходимо найти материалы, способные работать при температуре ~ 1500 К. Поскольку электрическая мощность установки невелика, номинальной мощности реактора оказывается недостаточно для нагрева водорода до заданной температуры. Поэтому в двигательном режиме тепловая мощность реактора при помощи системы регулирования увеличивается в 1,5...2 раза. Организация отвода теплоты из активной зоны позволяет при этом сохранить температуру топлива в допустимых пределах.

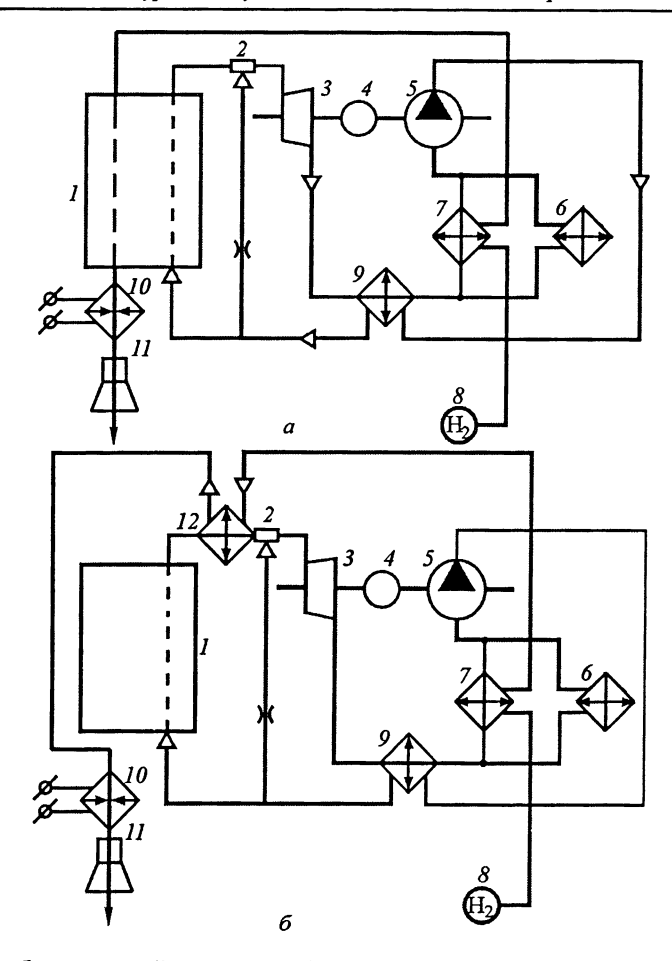



**Рис. 4.44.** Схема бимодальной космической энергоустановки с нагревом водорода в ядерном реакторе (*а*) или высокотемпературном теплообменнике (*б*):

*1* – реактор; *2* – камера смешения; *3* – турбина; *4* – электрогенератор; *5* – компрессор; *6* – холодильник-излучатель; *7* – испаритель водорода; *8* – бак хранения водорода; *9* – регенератор; *10* – электрический подогреватель водорода; *11* – реактивное сопло; *12* – высокотемпературный теплообменник $HeXe–H_2$

Хладоресурс сжиженного водорода целесообразно использовать для отвода теплоты газотурбинной установки. Поэтому на двигательном режиме газоохладитель-излучатель отключается и гелий-ксеноновая смесь отдает теплоту на испарение и предварительный подогрев водорода. При этом температура газа перед компрессором становится ниже, чем на энергетическом режиме, что увеличивает КПД и мощность ЗГТУ. Поскольку основные потребители электроэнергии в это время отключены, почти вся электрическая мощность (кроме затрат на собственные нужды) расходуется на дополнительный подогрев водорода перед соплами.

При смене режима температура горячих элементов (топливо, турбина, высокотемпературный теплообменник) изменяется мало, поэтому рассмотренная схема допускает многократное включение двигателей, суммарное время работы которых ограничивается только запасом жидкого водорода.

Сравнение энергоустановок, предназначенных для обслуживания автономных научных станций на лунной или марсианской поверхности или транспортных средств, по таким параметрам, как масса, сложность, стоимость жизненного цикла, показывает, что для кратковременного применения более выгодны регенеративные топливные элементы, тогда как машинные преобразователи с изотопным энергоисточником незаменимы при длительном применении, например, в течение лунной ночи и как аварийный источник энергии для обитаемой базы. Примерная нижняя граница по времени целесообразного использования ЗГТУ составляет 100 ч.

Установки, работающие по циклу Стирлинга, экономически выгодны для радиоизотопных энергоустановок межпланетных космических аппаратов с энергопотреблением 0,5...12 кВт. Только при длительных полетах (более 5...10 лет) окупаются затраты на увеличение массы и габаритных размеров, связанные с использованием ЗГТУ.

В целях повышения КПД преобразования и, как следствие, уменьшения размеров излучателей рассматривают ЗГТУ в комбинации с другими системами. В частности, рассматривается возможность комбинации ЗГТУ с термоионным преобразователем. Мощность исходной термоионной системы преобразования может быть увеличена в этом случае с единиц до десятков киловатт. Возможным тепловым источником, помимо ядерного, может служить солнечный концентратор.

Глава 5

# ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

## 5.1. Двигатели внутреннего сгорания

### Принцип действия и применение двигателей

*Двигатель внутреннего сгорания* – тепловой двигатель, внутри которого происходит сжигание топлива и преобразование части выделившейся теплоты в механическую работу.

В двигателях внутреннего сгорания (ДВС) топливо и необходимый для его сгорания воздух вводятся в объем цилиндра двигателя (рис. 5.1). Образующиеся при сгорании топлива высокотемпературные газы оказывают давление на поршень *6* и перемещают его. Поступательное движение поршня через шатун *7* передается установленному в картере коленчатому валу *8* и таким образом преобразуется во вращательное движение. В связи с возвратно-поступательным движением поршня *6* сгорание топлива в поршневых двигателях происходит периодически (циклично) определенными порциями, причем сгоранию каждой порции предшествует ряд подготовительных процессов. Свежий заряд поступает в цилиндр через впускной клапан *3*, а продукты сгорания удаляются через выпускной клапан *4*.

Комбинированный ДВС (рис. 5.2) состоит из поршневой части *1*, нескольких компрессоров *3* и газовых турбин *2*, а также устройств *4* для отвода теплоты, объе-

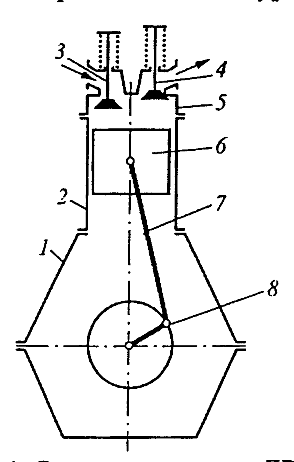



**Рис. 5.1.** Схема конструкции ДВС:
*1* – картер; *2* – цилиндр; *3* и *4* – впускной и выпускной клапаны; *5* – крышка (головка) цилиндра; *6* – поршень; *7* – шатун; *8* – коленчатый вал

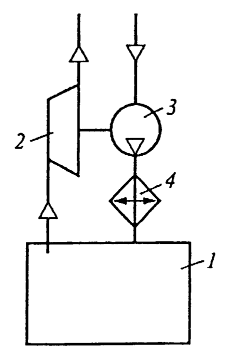



**Рис. 5.2.** Схема комбинированного ДВС:
*1* – поршневая часть; *2* – газовая турбина; *3* – компрессор; *4* – охладитель воздуха

диненных между собой общим рабочим телом. В качестве поршневой части комбинированного двигателя используется поршневой ДВС.

Энергия комбинированного двигателя передается потребителю через вал поршневой части или газовой турбины, а также обоими валами одновременно. Наиболее компактны и экономичны комбинированные двигатели, в которых продолжение расширения выпускных газов поршневой части осуществляется в газовой турбине (см. рис. 5.2), а предварительное сжатие свежего заряда производится в центробежном компрессоре, причем мощность потребителю обычно передается через коленчатый вал поршневой части.

Поршневой ДВС и газовая турбина в составе комбинированного двигателя удачно дополняют друг друга: в первом наиболее эффективно в механическую работу преобразуется теплота малых объемов газов при высоком давлении, а в газовой турбине наилучшим образом используется теплота больших объемов газа при низком давлении.

Существует много схем комбинированных двигателей. Так, в схеме, показанной на рис. 5.2, выпускные газы из поршневого двигателя с высокой температурой и давлением расширяются в газовой турбине *2*, приводящей в действие компрессор *3*, который засасывает воздух из атмосферы и под определенным давлением подает его через охладитель *4* в цилиндры поршневой части *1*. В охладителе понижается температура воздуха, вследствие чего возрастает его плотность, а главное, понижается максимальная и средняя температура газов в цилиндре, что способствует повышению надежности работы двигателя. Увеличение наполнения цилиндров двигателя воздухом путем повышения давления на впуске называют наддувом. При наддуве увеличивается свежий заряд, заполняющий цилиндр при впуске, по сравнению с зарядом воздуха в том же двигателе без наддува.

Широкое применение поршневых и комбинированных ДВС в промышленности, на транспорте, в сельском хозяйстве и стационарной энергетике обусловлено рядом их положительных качеств. Это прежде всего высокая экономичность и возможность соединения практически с любым потребителем энергии. Последнее объясняется тем, что ДВС отличаются хорошей приспособляемостью к потребителю. Достаточно большой срок службы, надежность в эксплуатации, сравнительно невысокая начальная стоимость, компактность и малая масса ДВС позволили широко использовать их в силовых установках, имеющих ограниченные размеры.

Установка с ДВС обладает большой автономностью, быстро включается в работу в обычных условиях, сравнительно легко принимает нагрузку и обладает значительным тормозным моментом, что очень важно при использовании ее в транспортных условиях. Можно отметить также хорошую ее работу на неустановившихся режимах, способность использовать многие виды топлива и др.

Наряду с преимуществами ДВС следует отметить их недостатки. Это ограниченная по сравнению, например, с паровыми и газовыми турбинами агрегатная мощность, относительно высокий уровень шума, большая частота вращения коленчатого вала при пуске, невозможность непосредственного соединения двигателя с ведущими колесами потребителя, а также токсичность выпускных газов, возвратно-поступательное движение поршня, ограничивающее частоту вращения и являющееся причиной появления неуравновешенных сил инерции и моментов от них.

Поршневые и комбинированные ДВС выпускаются мощностью от десятых долей киловатта до нескольких десятков тысяч киловатт. Наиболее широко ДВС используются в транспортных установках и сельскохозяйственных машинах. Мощность некоторых тракторных двигателей превосходит 350 кВт. На рис. 5.3 приведен тракторный комбинированный четырехтактный двигатель 6ЧН 13/11,5. Комбинированный шестицилиндровый двигатель состоит из поршневого двигателя-дизеля и турбокомпрессора *11*; V-образное расположение цилиндров под углом 90° и удачное размещение турбокомпрессора (применена импульсная система наддува) обеспечивают небольшие размеры двигателя.

При импульсной системе наддува уменьшаются потери энергии при течении газа из поршневой части в турбину, в результате чего повышается располагаемая энергия газов перед последней. С той же целью выпускные газы от трех цилиндров каждого ряда подводятся к двум разделенным подводящим патрубкам турбины.

Двигатели типа ЧН 26/26 Коломенского тепловозостроительного завода могут иметь 8, 12, 16 и 20 цилиндров. Их мощность изменяется от 600 до 4480 кВт. У тепловозных двигателей ЧН 26/26 выпускной трубопровод выполняют достаточно большого поперечного сечения, чтобы амплитуда волн давления на входе в турбину была по возможности минимальной. Такая конструкция выпускной системы обеспечивает почти постоянное давление перед турбиной, что повышает ее КПД.

Таким образом, система наддува двигателей внутреннего сгорания может быть с переменным и постоянным давлением перед турбиной.

От рассмотренных конструкций двигателей значительно отличается конструкция двухтактного судового двигателя 16ДН 23/2 х 30 с противоположно движущимися поршнями (рис. 5.4), который служит для непосредственного привода гребного винта. Шестнадцать цилиндров расположены двумя параллельными рядами в едином остове. Передача мощности осуществляется четырьмя коленчатыми валами через торсионы и главную передачу на фланец отбора мощности.

Двигатели внутреннего сгорания являются основным источником энергии для большей части судов с энергетической установкой мощностью до 20 000 кВт. Созданы двигатели мощностью свыше 37 000 кВт (рис. 5.5). Для сравнения отметим, что мощность автомобильных ДВС в настоящее время превышает 1500 кВт, а единичная мощность тепловозных двигателей превосходит 4400 кВт.

Двигатели внутреннего сгорания устанавливаются также на строительно-дорожных машинах (бульдозерах, скреперах, экскаваторах, бетоновозах и др.).

Появление ДВС способствовало быстрому развитию авиации. Были созданы авиационные ДВС мощностью свыше 3700 кВт. В настоящее время поршневые и комбинированные ДВС применяются лишь на небольших самолетах (учебных, спортивных и т. п.).

В стационарной теплоэнергетике ДВС используются на небольших электростанциях (мощностью в несколько киловатт), а также достаточно мощных аварийных и передвижных энергоустановках. В мировой практике известны случаи строительства электростанций мощностью до 100 тыс. кВт, оборудованных дизелями. Двигатели внутреннего сгорания получили большое распространение также в качестве привода компрессоров и насосов для подачи газа, нефти, различных жидких продуктов по трубопроводам, при производстве разведочных работ для привода бурильных установок на нефтяных и газовых промыслах, машин и механизмов на лесоразработках.

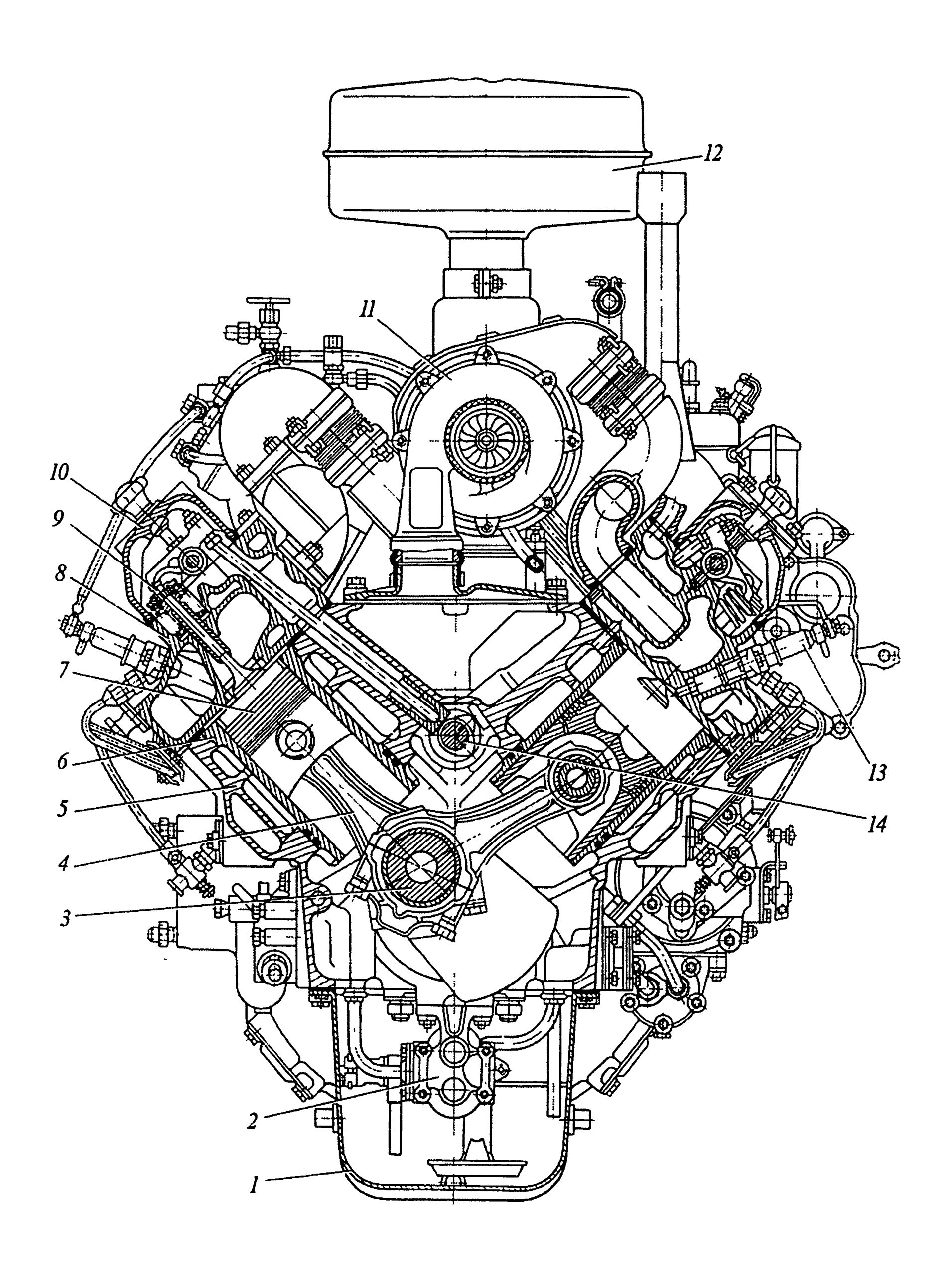



**Рис. 5.3.** Тракторный комбинированный двигатель 6ЧН 13/11,5 (диаметр цилиндра $D$ = 130 мм, ход поршня $S$ = 115 мм, степень сжатия $\varepsilon$ = 16,5, мощность $N_e$ = 118 кВт, частота вращения $n$ = 2000 мин$^{-1}$):

*1* – поддон; *2* – масляный насос; *3* – коленчатый вал; *4* – шатун; *5* – блок; *6* – втулка цилиндра; *7* – поршень; *8* – головка блока; *9* – клапан; *10* – крышка головки; *11* – турбокомпрессор; *12* – воздушный фильтр; *13* – форсунка; *14* – распределительный вал

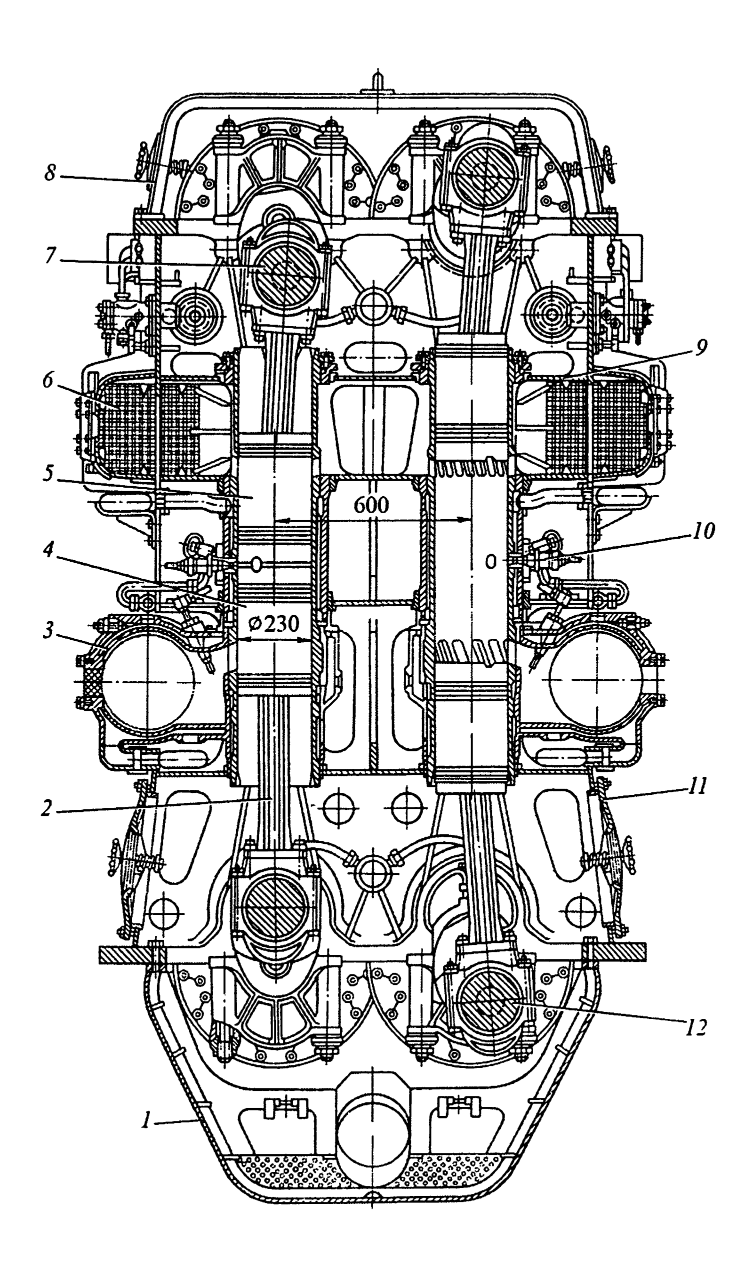



**Рис. 5.4.** Судовой комбинированный двухтактный двигатель с противоположно движущимися поршнями 16ДН 23/2 х 30 (диаметр цилиндра $D$ = 230 мм, ход поршня $S$ = 300 мм, мощность $N_e$ = 4400 кВт, степень сжатия $\varepsilon$ = 16,6, частота вращения $n$ = 850 мин$^{-1}$):
*1* – нижний поддон; *2* – шатун; *3* – выпускная коробка; *4* и *5* – выпускной и впускной поршни; *6* – охладитель воздуха; *7* и *12* – верхний и нижний коленчатые валы; *8* – верхняя крышка корпуса; *9* – блок цилиндров; *10* – форсунка; *11* – крышка люка

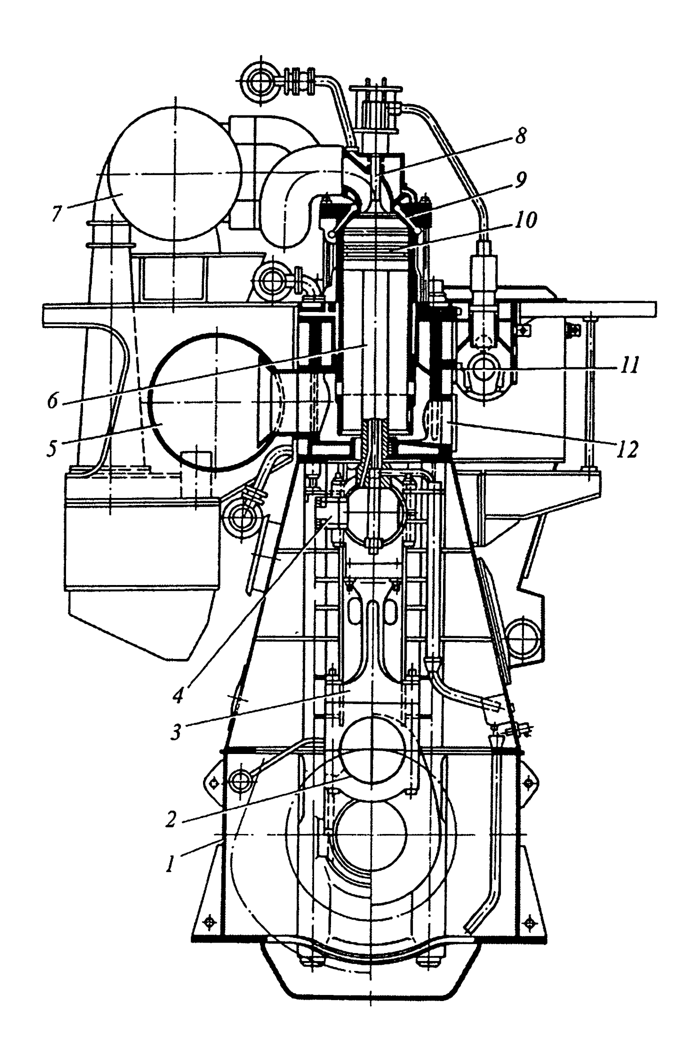



**Рис. 5.5.** Судовой комбинированный малооборотный двухтактный двигатель 12ДН 55/138 (диаметр цилиндра $D = 550$ мм, ход поршня $S = 1380$ мм, мощность $N_e = 7250$ кВт, частота вращения $n = 94$ мин$^{-1}$):

*1* – коробчатый остов; *2* – коленчатый вал; *3* – шатун; *4* – крейцкопф; *5* – впускной ресивер; *6* – шток поршня; *7* – турбокомпрессор; *8* – выпускной клапан; *9* – крышка цилиндра; *10* – поршень; *11* – кулачковый вал; *12* – втулка

## Циклы двигателей и их классификация

***Циклы ДВС.*** Рабочий (действительный) цикл ДВС повторяется с определенной частотой. Он может быть осуществлен по одной из двух схем (рис. 5.6).

***Рабочий цикл ДВС*** – совокупность различных процессов, происходящих в цилиндре ДВС в определенной последовательности.

По схеме с внешним смесеобразованием (рис. 5.6, *а*) топливо и воздух в соотношениях, требуемых для полного сгорания, перемешиваются вне цилиндра, топливо частично испаряется и с воздухом образует горючую смесь. Смесь поступает в цилиндр (процесс впуска), после чего она подвергается сжатию. Во время впуска и сжатия смеси в цилиндре происходит доиспарение топлива и дополнительное перемешивание его паров с воздухом.

Подготовленная горючая смесь воспламеняется в цилиндре обычно при помощи электрической искры. Вследствие быстрого сгорания смеси в цилиндре повышаются температура и давление, под действием которого происходит перемещение поршня, объем горячих газов при этом увеличивается. В процессе расширения газы совершают полезную работу. После расширения происходит удаление из цилиндра продуктов сгорания (выпуск) и рабочий цикл повторяется.

Рассмотренную схему имеют двигатели с внешним смесеобразованием. К ним относятся карбюраторные двигатели, работающие на бензине, спирте и других топливах, газовые двигатели, а также двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод, т. е. двигатели, в которых используется топливо, легко испаряющееся и хорошо перемешивающееся с воздухом в обычных условиях.

***Карбюраторный двигатель*** имеет топливную систему, включающую в себя топливный бак с указателем уровня топлива, фильтр-отстойник, фильтр тонкой очистки топлива, топливоподкачивающий насос, карбюратор и впускной трубо-

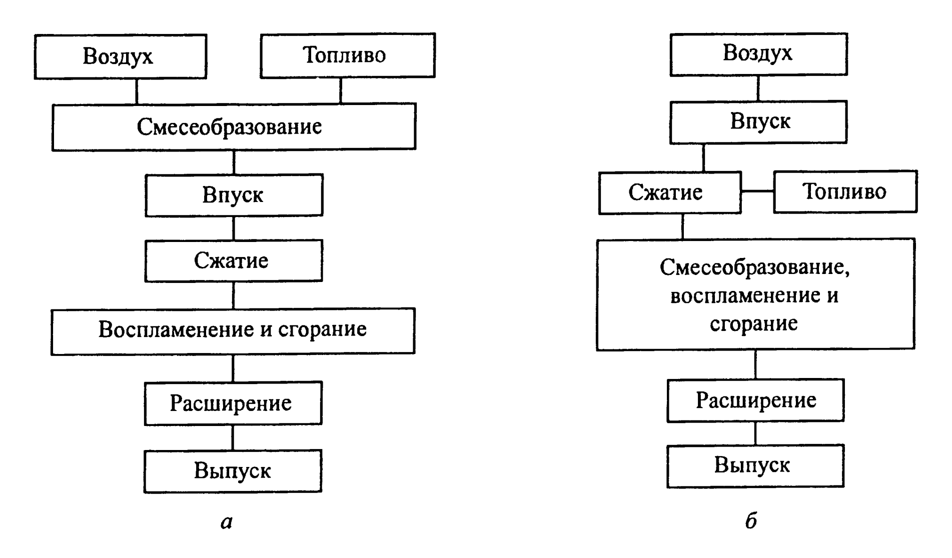



**Рис. 5.6.** Схемы осуществления рабочего цикла ДВС с различным смесеобразованием: *а* – внешним; *б* – внутренним

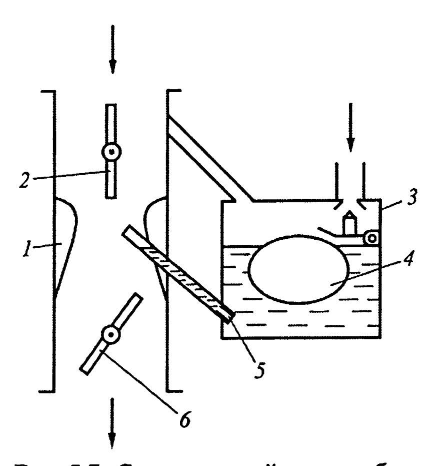



**Рис. 5.7.** Схема простейшего карбюратора:
*1* – диффузор; *2* – воздушная заслонка; *3* – поплавковая камера; *4* – поплавок с запорной иглой; *5* – жиклер; *6* – дроссельная заслонка

провод с воздушным фильтром. Основным элементом топливной системы является карбюратор. Он служит для установления состава горючей смеси в соответствии с режимом работы двигателя, для распыливания, частичного испарения и смешения топлива и воздуха, изменения в соответствии с нагрузкой количества горючей смеси, поступающей в цилиндры двигателя.

Простейший карбюратор (рис. 5.7) работает следующим образом. Засасываемый воздух, минуя воздушную заслонку *2*, проходит через диффузор *1*, в горловине которого возникает разрежение. Под действием этого разрежения топливо из поплавковой камеры *3* через жиклер *5* попадает в горловину диффузора *1*, при истечении распыливается воздушным потоком и частично испаряется. Образующаяся смесь, минуя дроссельную заслонку *6*, попадает во впускной трубопровод и далее в цилиндры двигателя. По пути топливо дополнительно испаряется и перемешивается с воздухом.

Карбюраторный двигатель, особенно транспортный, работает на самых различных скоростных и нагрузочных режимах при частой их смене. Чтобы карбюратор мог надежно устанавливать требуемое соотношение между топливом и воздухом в горючей смеси при работе на любом режиме двигателя, он снабжается рядом систем и устройств: главной дозирующей системой с корректированием подачи топлива в целях обеспечения необходимого состава смеси при работе двигателя на всех основных эксплуатационных режимах; системой холостого хода для обеспечения устойчивой работы двигателя при малой нагрузке и на режиме холостого хода; системой для обогащения смеси при работе двигателя на режиме максимальной мощности и близких к нему режимах (для этой цели в карбюраторе устанавливается экономайзер); устройством для обеспечения хорошей приемистости двигателя (ускорительный насос для подачи дополнительного количества топлива в целях обогащения смеси при разгоне); устройством для обеспечения надежного пуска двигателя, антитоксичными устройствами, а также рядом других устройств и приспособлений, обеспечивающих стабильную и надежную работу двигателя. Таким образом, современный карбюратор является сложным устройством. В качестве примера на рис. 5.8 показана схема карбюратора двигателя ВАЗ-2108.

***Двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод*** и искровым зажиганием появились в 80-х годах как техническое решение, направленное на устранение органических недостатков карбюраторных двигателей – неравномерное распределение смеси по цилиндрам, наличие пленки топлива на стенках впускного трубопровода. В этих двигателях легкое топливо (обычно бензин) впрыскивается форсунками с электромагнитным управлением под давлением 0,6...1,0 МПа во впус-

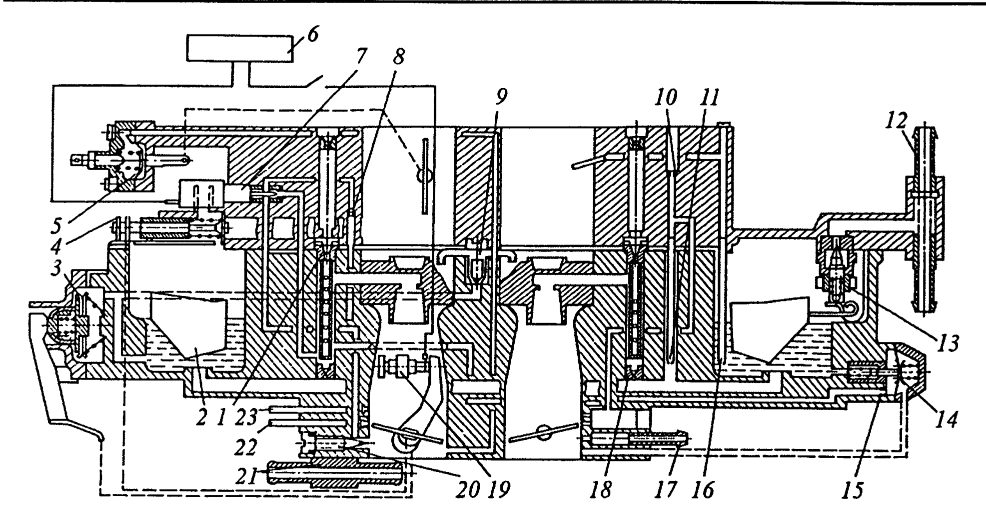



**Рис. 5.8.** Схема карбюратора двигателя автомобиля ВАЗ-2108:

*1* – воздушный жиклер главной дозирующей системы; *2* – поплавок; *3* – механизм ускорительного насоса; *4* – разбалансировочный клапан; *5* – мембранный механизм полуавтоматического пуска; *6* – электронный блок; *7* – электромагнитный клапан с топливным жиклером системы холостого хода; *8* – воздушный жиклер системы холостого хода; *9* – нагнетательный клапан ускорительного насоса; *10* – воздушный жиклер переходной системы; *11* – топливный жиклер переходной системы в виде трубки; *12* – штуцера подвода и перепуска топлива; *13* – запорный топливный клапан; *14* – пневмоэкономайзер; *15* – жиклер пневмоэкономайзера; *16* – трубка – топливный жиклер эконостата; *17* – штуцер отвода картерных газов; *18* – топливный жиклер главной дозирующей системы; *19* – винт количества холостого хода; *20* – винт качества; *21* – каналы для подогрева смесительной камеры; *22* – трубка отвода вакуума к вакуум-корректору распределителя зажигания; *23* – трубка отвода вакуума к антитоксичным устройствам

кной трубопровод (рис. 5.9). Мощность таких двигателей так же, как и карбюраторных, регулируется при помощи дроссельных заслонок (количественный способ регулирования). Существуют системы с центральным впрыском топлива, в которых топливо впрыскивается одной форсункой, установленной вместо карбюратора, и с распределенным впрыском, в которых топливо впрыскивается во впускной канал каждого цилиндра в зону впускного клапана. Наибольшее распространение получили системы с распределенным впрыском, обеспечивающие возможность индивидуального дозирования впрыскиваемого топлива для каждого цилиндра в соответствии с режимом работы двигателя, условиями окружающей среды, состоянием двигателя, экологическими требованиями. Внедрение систем с впрыском топлива во впускной трубопровод

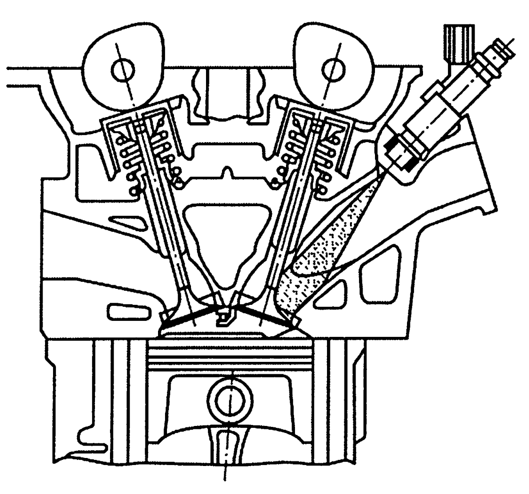


**Рис. 5.9.** Двигатель с распределенным впрыском бензина (во впускной трубопровод)

позволило на 10...15 % повысить экономичность и мощность бензиновых двигателей по сравнению с карбюраторными. Кроме того, такие системы в сочетании с современными системами нейтрализации выпускных газов удовлетворяли современным жестким требованиям по выбросу токсичных веществ двигателями. Системы с впрыском бензина значительно сложнее и дороже карбюраторных, так как в их состав входят форсунки, топливные насосы, измерители расхода воздуха и топлива, датчики частоты вращения вала двигателя, положения дроссельных заслонок, разрежения во впускном трубопроводе, температуры охлаждающей жидкости, температуры и давления воздуха, поступающего в двигатель, датчики, характеризующие состав выпускных газов в выпускной системе, а также электронная система управления, обрабатывающая информацию от датчиков и на этой основе вырабатывающая сигналы управления работой форсунок и системы зажигания. Несмотря на преимущества, обеспечиваемые возможностью более точного дозирования топлива, момента воспламенения топлива, с учетом конкретных условий работы двигателя, окружающей среды и экологических требований, двигатели с впрыскиванием топлива во впускной трубопровод унаследовали от карбюраторных двигателей органический недостаток — количественное регулирование мощности двигателей при помощи дроссельной заслонки. Дросселирование приводит к повышенным потерям на впуске, увеличенной работе насосных ходов и повышенным расходам топлива на режимах дросселирования. Кроме того, в таких двигателях происходит горение гомогенных смесей, что предъявляет повышенные требования к детонационным характеристикам топлива, и поэтому увеличение степени сжатия ограничивается.

Повышение степени сжатия и термодинамической эффективности цикла возможно при осуществлении рабочего цикла по схеме, показанной на рис. 5.6, *б*. Согласно этой схеме, цилиндр заполняется воздухом (впуск), который сжимается. В процессе сжатия в цилиндр насосом высокого давления через форсунку впрыскивается топливо. При впрыскивании оно мелко распыливается и перемешивается с воздухом в цилиндре. Этому также способствует вихревое движение воздуха. Мелкие капли топлива, соприкасаясь с нагретым воздухом, испаряются, образуя горючую смесь. Таким образом, процесс смесеобразования происходит только внутри цилиндра, поэтому такие двигатели называются двигателями с внутренним смесеобразованием. Воспламенение смеси при работе этих двигателей происходит либо при помощи электрической искры или другого способа, либо в результате высокого сжатия воздуха до температуры, превышающей температуру самовоспламенения смеси (дизели). Топливовоздушная смесь, образующаяся в процессе впрыскивания, получается неоднородной. Кроме того, если процесс впрыскивания начинается в конце такта сжатия, обычно к моменту воспламенения паров топлива впрыскивание не заканчивается и смесь в цилиндре неоднородна по составу, вследствие чего полное сгорание топлива возможно лишь при избытке воздуха в цилиндре. Высокая степень сжатия двигателей внутреннего сгорания обеспечивает им высокий КПД, а неоднородность смеси обеспечивает возможность работы двигателя на весьма бедных смесях и реализацию качественного регулирования мощности двигателя.

В двигателях с внутренним смесеобразованием можно использовать любые виды жидкого или газообразного топлива. Также проводятся работы по использованию суспензий из каменноугольной пыли и жидкого топлива или воды.

***Дизель*** – ДВС с внутренним смесеобразованием и самовоспламенением топливовоздушной смеси от теплоты сжатого заряда. Дизели имеют топливную систему, включающую в себя, как правило, топливный бак с указанием уровня топлива, фильтры грубой и тонкой очистки, топливоподкачивающий насос, топливный насос высокого давления, форсунки.

При работе топливного насоса высокого давления (рис. 5.10) дизеля 6Ч 15/18 плунжер *15* насосной секции вместе с толкателем *22* совершает возвратно-поступательное движение под действием кулачка *24* и возвратной пружины *19*. При движении плунжера вниз нагнетательный клапан *3* под действием пружины *11* закрыт и в надплунжерной полости создается разрежение. После открытия верхней кромкой плунжера впускного отверстия *А* во втулке (положение *I*) топливо из топливного канала поступает в надплунжерную полость. В начале движения плунжера вверх он вытесняет часть топлива через впускное *А* и отсечное *Б* отверстия втулки в питательный канал (положение *II*). Геометрический момент подачи топлива определяется моментом перекрытия верхнего отверстия втулки верхней кромкой плунжера (положение *III*). С этого момента при движении плунжера вверх происходит сжатие топлива в надплунжерной полости, а после открытия нагнетательного

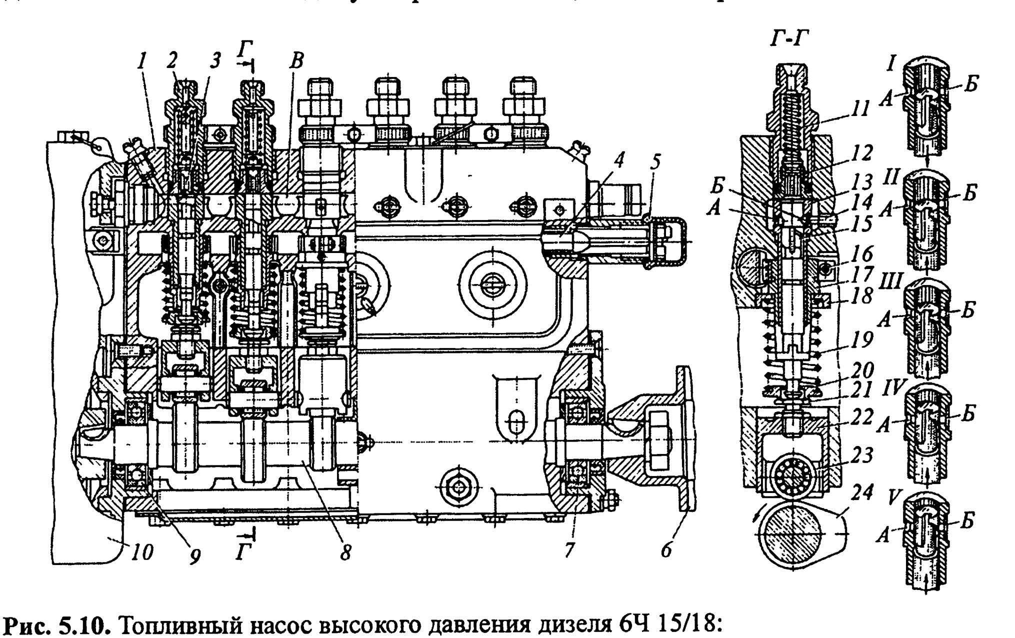



**Рис. 5.10.** Топливный насос высокого давления дизеля 6Ч 15/18:
*А* – впускное отверстие; *Б* – отсечное отверстие; *В* – топливный бак; *1* – корпус насоса; *2* – штуцер; *3* – нагнетательный клапан; *4* – зубчатая рейка; *5* – упор рейки; *6* – полумуфта привода топливного насоса; *7* и *9* – шариковые подшипники; *8* – кулачковый вал; *10* – центробежный регулятор; *11* – пружина нагнетательного клапана; *12* – корпус нагнетательного клапана; *13* – втулка насосной секции; *14* – фиксатор втулки; *15* – плунжер насосной секции; *16* – винт клеммового зажима зубчатого сектора; *17* – поворотная втулка; *18* – верхняя тарелка возвратной пружины; *19* – возвратная пружина; *20* – нижняя тарелка возвратной пружины; *21* – регулировочный винт; *22* – толкатель; *23* – ролик толкателя; *24* – кулачок

клапана также и в полостях трубопровода высокого давления и форсунке (положение *IV*).

Когда плунжер движется вверх и отсечная кромка достигает уровня нижней кромки отсечного отверстия *Б*, наступает геометрический момент окончания подачи (положение *V*). При дальнейшем движении плунжера вверх надплунжерная полость через кольцевую проточку сообщается с топливным каналом. В результате этого давление в надплунжерной полости падает, нагнетательный клапан под действием пружины *11* и давления топлива в штуцере насоса садится на седло и подача топлива к форсунке прекращается, хотя плунжер еще движется вверх.

Изменение цикловой подачи топлива производится поворотом плунжера *15* зубчатой рейкой *4*, перемещающейся под действием регулятора. При этом в плоскости отсечного отверстия *Б* устанавливаются участки золотниковой головки плунжера *15* насосной секции с различным расстоянием между верхней и отсечной кромками плунжера, определяющими его геометрический ход подачи. Ход плунжера до начала геометрической подачи и, следовательно, момент начала впрыскивания топлива в цилиндр двигателя регулируются винтом *21* толкателя.

В рассмотренном насосе число насосных секций равно числу цилиндров дизеля. Существуют насосы высокого давления распределительного типа, в которых

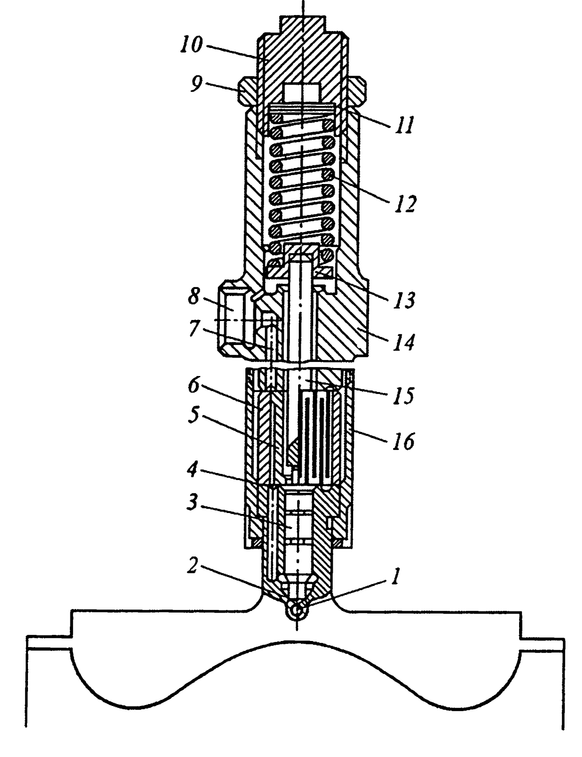



**Рис. 5.11.** Форсунка дизеля 6Ч 15/18:
*1* – сопловые отверстия; *2* – запорный конус распылителя; *3* – запорная игла; *4* – кольцевой канал; *5* и *6* – внутренняя и внешняя втулка щелевого фильтра; *7* – топливный канал; *8* – отверстие штуцера; *9* – контргайка; *10* – регулировочный винт; *11* – опора пружины; *12* – запорная пружина; *13* – тарелка пружины; *14* – корпус форсунки; *15* – шток; *16* – накидная гайка

одна насосная секция обслуживает несколько цилиндров, а распределение топлива по цилиндрам осуществляется золотником, в качестве которого часто используют вращающийся плунжер.

Из топливного насоса высокого давления по топливопроводу топливо попадает в форсунку, одна из конструкций которой показана на рис. 5.11. Сопловые отверстия *1* расположены равномерно по окружности носка распылителя и направлены под углом к его оси. При подаче топлива насосом высокого давления оно проходит через предохранительный щелевой фильтр и кольцевой канал *4* и поступает в камеру перед запорным конусом *2* иглы *3* распылителя. Давление, действующее при подаче топлива на кольцевую площадку иглы, создает силу, противодействующую силе запорной пружины *12*. Когда эта сила становится больше силы пружины *12*, запорная игла *3* открывает проход топливу к сопловым отверстиям *1*, через которые оно впрыскивается в цилиндр двигателя. Давление начала подъема иглы у форсунок рассматриваемого типа составляет 15...35 МПа. В процессе впрыска в зависимости от скорости подачи топлива и сопротивления распылителя давление может достигать 60...170 МПа, а в отдельных случаях и более высоких значений.

Кроме рассмотренной конструкции существуют также клапанные или штифтовые форсунки, которые имеют одно распыливающее отверстие большого диаметра, закрываемое клапаном или штифтом. Это повышает надежность работы форсунки и понижает требования к качеству очистки топлива, но для обеспечения необходимого качества смесеобразования и сгорания необходимы специальные камеры сгорания.

***Двигатель с впрыском легкого топлива непосредственно в цилиндр и с искровым зажиганием*** является ДВС, в котором пытаются реализовать лучшие свойства дизелей и бензиновых двигателей. Легкое топливо (чаще всего бензин) в таких двигателях впрыскивают непосредственно в цилиндр (рис. 5.12). Основная особенность этого двигателя заключается в том, чтобы обеспечить эффективную, без детонации, работу с термодинамически оптимальной степенью сжатия ($\varepsilon = 12...15$) и качественным (без дросселирования) регулированием нагрузки с изменением коэффициента избытка воздуха в пределах $\alpha = 0,85...3,4$. В таком двигателе для надежного воспламенения бедной смеси на частичных нагрузках создают послойное распределение топлива с относительно богатой легко воспламеняемой смесью ($\alpha = 0,85...1,15$) у свечи зажигания в момент воспламенения и сильно обедненной смесью на периферии. Топливо при этом впрыскивается в конце такта сжатия.

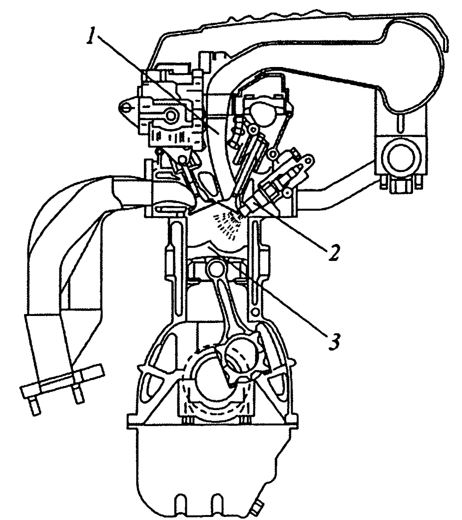


**Рис. 5.12.** Двигатель с непосредственным впрыском бензина в цилиндр:
*1* – вертикальный впускной трубопровод; *2* – форсунка; *3* – поршень

Процесс расслоенного сгорания наиболее эффективен на малых и средних скоростных и нагрузочных режимах, где он обеспечивает уменьшение расхода топлива на 20...25 %, а также при холодном пуске и на переходных режимах. Вместе с тем, применение рассло-

енного сгорания на больших нагрузках и оборотах ограничивает энергетические показатели двигателя, поэтому на больших нагрузках используется сгорание гомогенных смесей с составом, близким к стехиометрическому. Топливо при этом впрыскивается на такте впуска и в начале такта сжатия, чтобы в процессе сжатия успела образоваться гомогенная смесь с составом, близким к стехиометрическому ($\alpha = 0,85...1,2$). В переходной области реализуют плавный переход к позднему впрыску.

Реализация преимуществ двигателей с непосредственным впрыском бензина требует гибкого и точного контроля регулируемых параметров: подачи топлива, рециркуляции отработавших газов, угла опережения зажигания, интенсивности вихря заряда в цилиндре. Это обеспечивают современные гибкие и надежные аккумуляторные системы впрыска топлива с электромагнитными форсунками высокого давления, новые трехкомпонентные системы нейтрализации продуктов бедного сгорания, современные электронные системы управления, а также применение четырех-пяти клапанов на цилиндр.

В таких двигателях впрыск топлива осуществляется аккумуляторной топливной системой с электромагнитными вихревыми форсунками высокого давления. Давление подачи топлива контролирует электронный регулятор, который позволяет изменять давление подачи от 5 до 12 МПа в зависимости от режима. Применение вихревой форсунки обеспечивает более высокое качество распыливания топлива по сравнению с клапанной форсункой и уменьшает дальнобойность струи. Кроме того, в этих двигателях применена электромагнитная форсунка для холодного пуска, установленная в ресивере впускной трубы. Эта форсунка используется для обеспечения стабильной работы двигателя при отрицательных температурах, а также на полной нагрузке для повышения мощности.

## Четырехтактные и двухтактные циклы

Рассмотренные рабочие циклы в цилиндре двигателя могут быть осуществлены за четыре или за два такта (хода поршня). В первом случае цикл называется четырехтактным, во втором — двухтактным.

Рабочий цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала (рис. 5.13). В крышке цилиндра двигателя расположены клапаны *1* впуска свежего заряда и клапаны *2* выпуска продуктов сгорания, форсунки или свечи зажигания и другие устройства. Клапаны удерживаются в закрытом состоянии силой упругости пружин и избыточным давлением в цилиндре. В нужные моменты открываются клапаны с помощью газораспределительного механизма, на который воздействуют кулачки распределительного вала. Последний приводится в движение от коленчатого вала двигателя и имеет частоту вращения в 2 раза меньшую. Применяют и гидропривод клапанов. В настоящее время активно работают над созданием бескулачкового (электромагнитного) привода клапанов.

В начале первого такта (впуска) поршень находится в положении, близком к ВМТ (точка *r* на рис. 5.13, *а*). Камера сгорания заполнена продуктами сгорания. При перемещении поршня к НМТ (*r–a*) распределительный механизм открывает впускные органы, надпоршневое пространство сообщается с впускной системой и цилиндр заполняется свежим зарядом (воздухом или горючей смесью). Вследствие сопротивления впускной системы давление $p_a$ в цилиндре в конце впуска (точка *a*), как правило, на 0,01... 0,03 МПа меньше давления $p_к$ на впуске. Давление $p_к$ на впуске может быть близко к атмосферному в двигателях без наддува

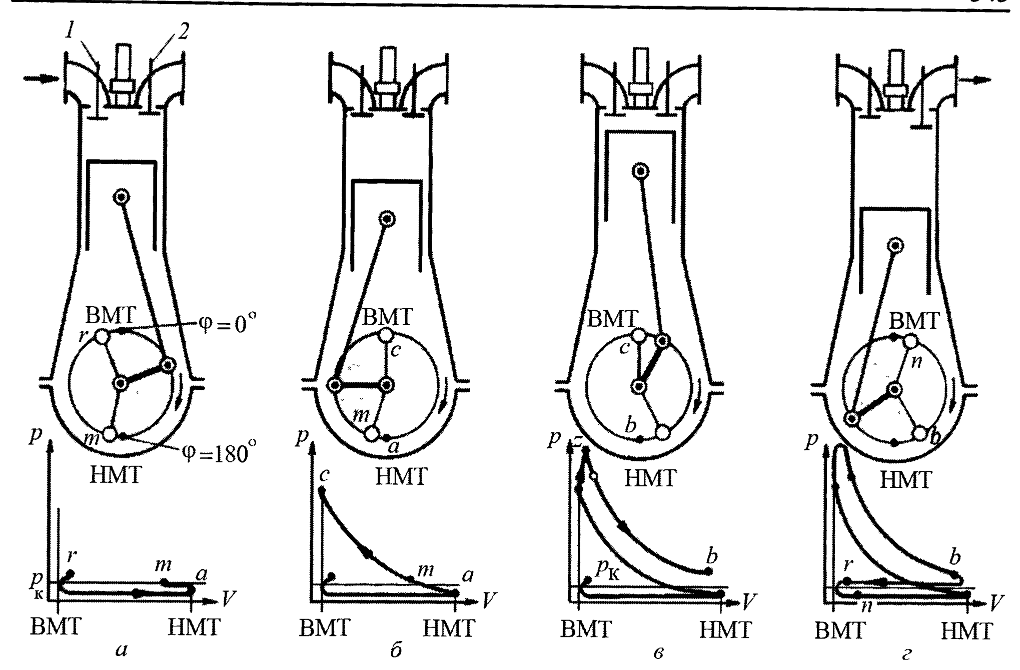



**Рис. 5.13.** Схемы работы четырехтактного двигателя и индикаторные диаграммы:
*а* – впуск; *б* – сжатие; *в* – сгорание и расширение (рабочий ход); *г* – выпуск

или выше его в зависимости от степени наддува ($p_к$ = 0,15...0,5 МПа) в двигателях с наддувом.

При перемещении поршня к ВМТ (процесс *а–с*, рис. 5.13, *б*) производится сжатие поступившего в цилиндр заряда – второй такт. Давление и температура заряда в цилиндре при этом повышаются. При некотором перемещении поршня от НМТ давление в цилиндре становится одинаковым с давлением $p_к$ на впуске (точка *m* на диаграмме). До этого момента для улучшения наполнения цилиндра свежим зарядом за счет кинетической энергии столба воздуха, движущегося по впускному трубопроводу, впускные клапаны остаются открытыми (запаздывание закрытия клапанов).

После закрытия клапанов при дальнейшем перемещении поршня к ВМТ давление и температура при сжатии повышаются. Их значения в конце сжатия ($p_c$ и $T_c$) зависят от степени сжатия, герметичности рабочей полости, теплоотдачи в стенки, а также от значений давлений $p_a$ и температуры $T_a$ в начале сжатия.

Для лучшего использования теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, необходимо, чтобы сгорание заканчивалось при положении поршня, возможно близком к ВМТ. Так как подготовка топлива к сгоранию и процесс сгорания требуют некоторого времени, хотя и очень незначительного, воспламенение рабочей смеси от электрической искры в двигателях с внешним смесеобразованием или впрыскиванием топлива в дизелях обычно производится до момента прихода поршня в ВМТ, т. е. с некоторым опережением. Таким образом, во время второго такта процесса *а–с* в цилиндре в основном производится сжатие заряда.

Третий такт – сгорание и расширение. Он происходит при ходе поршня от ВМТ к НМТ (процесс *c–z–b*, рис. 5.13, *в*). Вначале происходит интенсивное сгорание

топлива и выделение теплоты, вследствие чего температура и давление в цилиндре резко повышаются, несмотря на некоторое увеличение внутрицилиндрового объема (процесс *c–z*). Под действием давления происходит перемещение поршня к НМТ и расширение газов (процесс *z–b*). Во время расширения газы совершают полезную работу, поэтому этот такт называют также рабочим ходом.

Во время четвертого такта – выпуска осуществляется очистка цилиндра от продуктов сгорания (процесс *b–r–n*, рис. 5.13, *г*). Поршень перемещается от НМТ к ВМТ и вытесняет газы через открытые выпускные клапаны. Для улучшения выпуска клапаны открываются несколько раньше, чем поршень достигает ВМТ.

После завершения выпуска все такты цикла повторяются. Из этих тактов только такт сгорания и расширения является рабочим, остальные три такта осуществляются за счет кинетической энергии вращающегося коленчатого вала с маховиком и работы других цилиндров.

Двухтактный цикл совершается за один оборот коленчатого вала, т. е. в 2 раза чаще по сравнению с четырехтактным циклом при одинаковой частоте вращения коленчатого вала. Это объясняется тем, что в двухтактном двигателе очистка цилиндра от продуктов сгорания и наполнение его свежим зарядом, или процесс газообмена, происходят только при движении поршня вблизи НМТ. При этом очистка цилиндра от продуктов сгорания осуществляется путем вытеснения их не поршнем, а предварительно сжатым до определенного давления воздухом или горючей смесью. Воздух или смесь предварительно сжимаются в специальном компрессоре. В небольших двигателях в качестве такого компрессора иногда используют внутреннюю полость картера (кривошипная камера) и поршень двигателя.

Первый такт двухтактного двигателя с внутренним смесеобразованием и прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена (рис. 5.14) соответствует ходу поршня от ВМТ к НМТ (рис. 5.14, *а*). В цилиндре только что произошло сгорание (линия *c–z* на диаграмме) и начался процесс расширения газов, т. е. рабочий ход. Несколько раньше момента прихода поршня к впускным окнам открываются выпускные клапаны *4* в крышке цилиндра и продукты сгорания вытекают из цилиндра в выпускной патрубок. Давление в цилиндре резко падает (процесс *m–n*).

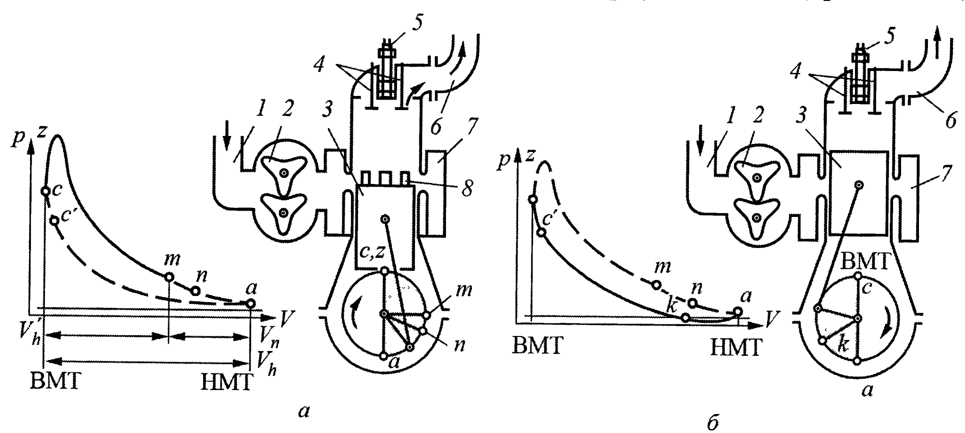



**Рис. 5.14.** Схемы работы двухтактного дизеля с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена и индикаторные диаграммы:
*а* – первый такт; *б* – второй такт

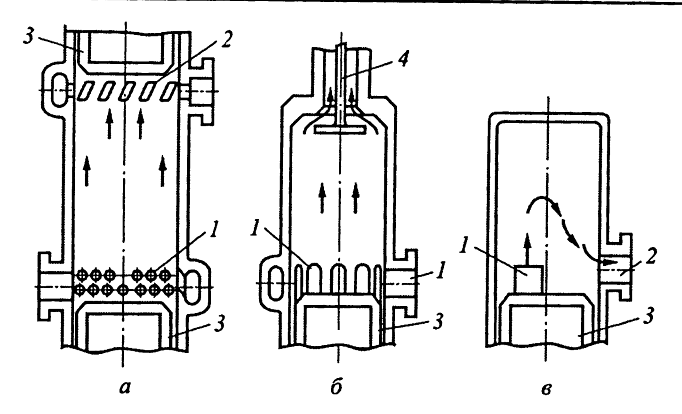



**Рис. 5.15.** Схемы газообмена двухтактных двигателей:
*а* – прямоточная с противоположно движущимися поршнями;
*б* – прямоточная клапанно-щелевая; *в* – петлевая

Когда давление в цилиндре становится примерно равным давлению воздуха в ресивере *7* или немного выше его, поршень *3* открывает впускные окна *8*. Воздух, предварительно сжатый в компрессоре *2*, вытесняет из цилиндра находящиеся там продукты сгорания; при этом воздух смешивается с продуктами сгорания и вместе с ними частично попадает в выпускной патрубок *6* (происходит газообмен — процесс *n–a*).

Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ (процесс *a–c*). В начале хода поршня продолжается процесс газообмена. Его конец (точка *k* на диаграмме) определяется моментом закрытия впускных окон *1* и выпускных клапанов. С момента окончания газообмена начинается процесс сжатия воздуха. При движении поршня вблизи ВМТ (точка *c′*) в цилиндр через форсунку *5* подается топливо. Подача заканчивается во время процесса сгорания.

Двухтактные двигатели с прямоточной схемой газообмена с противоположными движущимися поршнями (рис. 5.15, *а*), в которой один поршень *3* управляет открытием и закрытием выпускных окон *2*, а другой – открытием и закрытием впускных окон *1*, имеют высокое качество газообмена.При петлевой схеме газообмена (рис. 5.15, *в*) конструкция двигателя упрощается. Потоки воздуха и газа в цилиндре описывают петлю, в связи с чем качество газообмена ухудшается по сравнению с прямоточной схемой газообмена.

Для предварительного сжатия воздуха или горючей смеси в двухтактных двигателях используется компрессор или внутренняя полость картера (кривошипная камера). В последнем случае двигатели называются двигателями с кривошипно-камерной схемой газообмена (рис. 5.16).

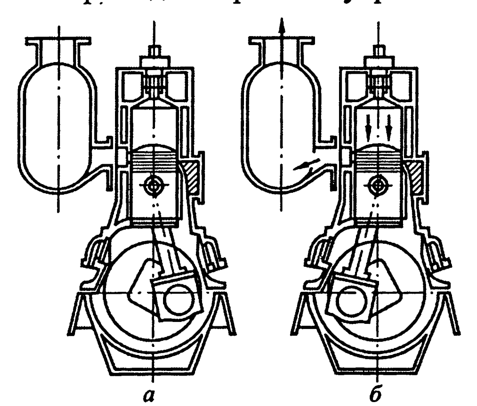



**Рис. 5.16.** Двухтактный двигатель с кривошипно-камерной схемой газообмена:
*а* – наполнение кривошипной камеры зарядом и сжатие заряда в цилиндре; *б* – сжатие заряда в кривошипной камере и газообмен в цилиндре

При движении поршня от НМТ к ВМТ объем пространства под ним увеличивается, наружный воздух (горючая смесь) через автоматические клапаны втекает в картер. При обратном движении поршня до момента открытия впускных окон происходит сжатие свежего заряда в кривошипной камере. После открытия впускных окон сжатый заряд вытесняется из камеры в цилиндр.

Сравнение двух- и четырехтактного двигателей показывает, что при всех прочих одинаковых условиях мощность двухтактного двигателя больше мощности четырехтактного не в 2 раза, а примерно в 1,5...1,7 раза вследствие потери части хода поршня на газообмен, ухудшения очистки и наполнения и увеличения затрат мощности на привод компрессора.

Степень совершенства рабочего цикла оценивают по индикаторной диаграмме, сопоставляя ее с диаграммой термодинамического цикла. Экономичность и эффективность цикла увеличиваются при расширении пределов изменения состояния рабочего тела. С этой целью создаются комбинированные двигатели внутреннего сгорания, обеспечивающие расширение пределов изменения давлений, температур и объемов рабочего тела.

Нижние пределы давления и температуры – это давление и температура окружающей среды, в которую поступает рабочее тело после совершения цикла. Верхний предел давления $p_z = p_{z\,max}$, ограниченный прочностью конструкции двигателя, по мере развития техники повышается. Верхний предел температуры цикла $T_z = T_{z\,max}$ зависит от термопрочности деталей двигателя и качества масла для смазывания цилиндра и поршня. Одновременно максимальная температура лимитируется температурой $T_b$ газа в конце расширения, при которой рабочее тело начинает вытекать из цилиндра через органы газораспределения. Для их надежной работы температура $T_b$ обычно ограничивается 1200...1500 K; максимальная температура цикла $T_{z\,max}$ может достигать 2600...2800 K.

Чем больше степень сжатия $\varepsilon_{max} = V_{max}/V_{min}$, тем выше экономичность и эффективность цикла. Уменьшение объема $V_{min}$ рабочего тела ограничивается ростом давления конца сжатия до максимально допустимого. В двигателях, в которых сжатию подвергается горючая смесь, величина $V_{min}$ не может быть выбрана слишком малой во избежание самовоспламенения смеси в процессе сжатия вследствие повышения температуры.

Наибольший возможный объем рабочего тела $V_{max}$ достигается при продолженном расширении рабочего тела до минимального давления $p_{min}$ (точка *5*, рис. 1.30). Вследствие этого возрастают и термический КПД [см. уравнения (1.250)] и работа цикла [см. уравнение (1.249)]. Однако с увеличением объема $V_{max}$ соответственно уменьшается среднее давление цикла согласно уравнению (1.252). При осуществлении цикла с продолженным расширением в поршневом двигателе (увеличение $V_1$ и уменьшение $p_5$ на рис. 1.30) потери от теплообмена и трения в действительных процессах быстро возрастают с ростом отношения $\varepsilon_{max} = V_{max}/V_{min}$, и относительно небольшое повышение работы цикла не компенсирует эти потери.

Снижение среднего давления цикла при условии получения заданной мощности приводит к необходимости увеличения размеров цилиндра. Поэтому в поршневых двигателях внутреннего сгорания осуществляется цикл (см. рис. 1.33, *а* и рис. 5.17), в котором расширение рабочего тела заканчивается при давлении значительно более высоком, чем $p_{min}$. Дальнейшее повышение среднего давления $p_t$ цикла можно получить, если расширение рабочего тела производить до давления

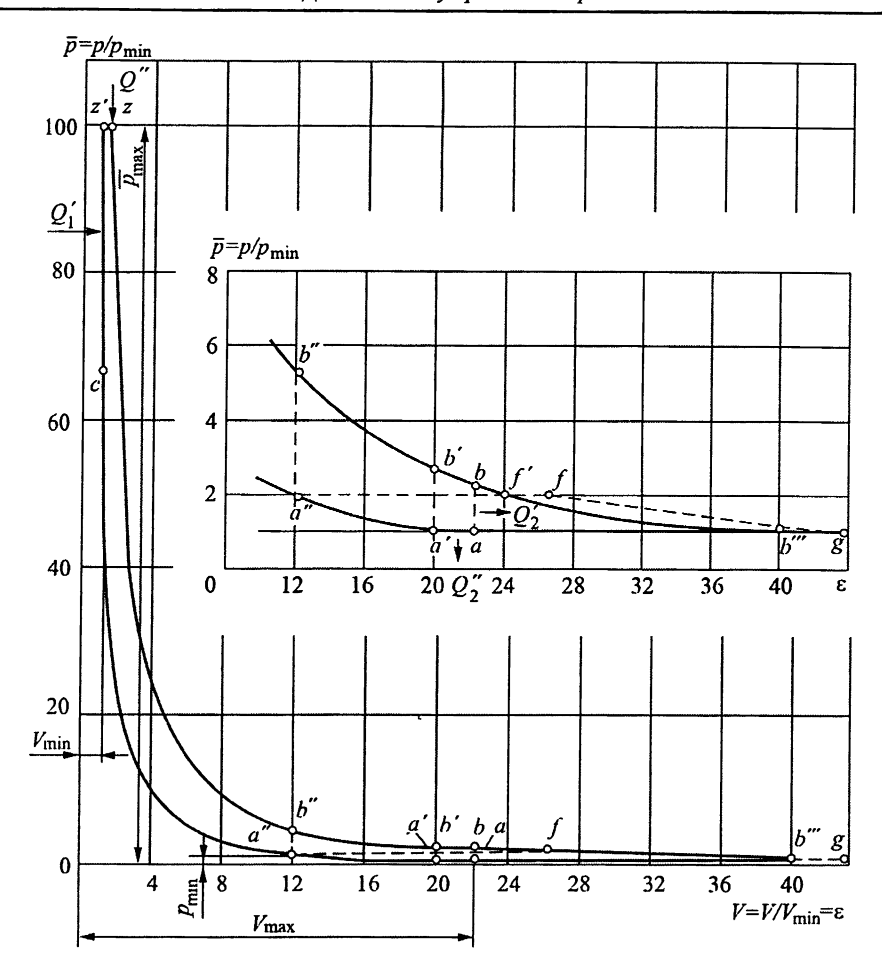



**Рис. 5.17.** *Vp*-диаграммы термодинамических циклов двигателей с продолженным расширением и комбинированного

$p_{b''} > p_{b'}$. Тогда давление $p_{a''}$ начала сжатия будет превосходить давление окружающей среды. В реальном случае это соответствует комбинированному двигателю, у которого происходит предварительное сжатие поступающего в цилиндр свежего заряда в компрессоре или в другом специальном устройстве.

При уменьшении максимального объема рабочего тела от $V_{b'''}$ до $V_{b''}$ для повышения среднего давления цикла уменьшают термический КПД цикла, так как увеличивается отвод теплоты. Поэтому для улучшения использования подведенной в цикле теплоты применяют газовую турбину или другую утилизационную установку (парогенератор, теплообменник и т. п.). Общий КПД комбинированной установки может быть больше, чем КПД поршневого двигателя с продолженным расширением.

При осуществлении действительных циклов с продолженным расширением в комбинированных двигателях, состоящих из поршневого двигателя и лопаточных машин (газовых турбин и компрессоров), часть цикла в области высоких давле-

ний, температур и малых удельных объемов рабочего тела осуществляется в поршневом двигателе, а часть цикла в области низких давлений и температур и больших удельных объемов рабочего тела – в газовых турбинах, предварительное сжатие рабочего тела – в компрессорах.

Непрерывное адиабатное расширение рабочего тела сначала в цилиндре поршневого двигателя, а затем в газовой турбине получить практически невозможно. Выпуск рабочего тела из цилиндра производится периодически, а процесс течения газа в турбине – непрерывный. При периодическом истечении газов из цилиндра в турбину через выпускной трубопровод происходит расширение и торможение газового потока, кинетическая энергия потока переходит в тепловую, давление перед турбиной существенно выравнивается (особенно при выпуске газов в многоцилиндровом двигателе в один общий трубопровод), причем потеря располагаемой работы газов растет с увеличением объема между цилиндром и газовой турбиной. Поэтому для осуществления цикла с продолженным расширением с использованием кинетической энергии газового потока необходимы выпускные системы сравнительно малого объема и сложной конструкции и газовые турбины, рассчитанные для работы в пульсирующем потоке газа. КПД таких турбин несколько ниже КПД турбины, работающей при постоянном давлении газа на ее входе. В целях улучшения использования энергии импульсного газового потока в выпускной системе устанавливают специальный преобразователь импульсов. Давление газа на выходе из преобразователя выравнивается и условия работы турбины улучшаются – ее КПД повышается.

Для упрощения конструкции двигателя часто энергию используют в турбине при постоянном давлении. При этом состояние газов на входе в турбину характеризуется точкой $f$ (см. рис. 5.16), лежащей несколько правее адиабаты $z–b$ вследствие перехода кинетической энергии газов в тепловую и соответствующего увеличения их объема; процесс расширения газов в турбине происходит по адиабате $f–g$, а сжатие воздуха в компрессоре – по адиабате $a'–a''$.

Поэтому прототипом термодинамического цикла комбинированного ДВС с постоянным давлением перед турбиной принимают цикл (см. рис. 1.32, *б*), состоящий из цикла поршневой части $a''cz'zb''a''$ (см. рис. 5.17), в котором подвод теплоты может происходить при $V = \text{const}$ ($cz'$) и (или) при $p = \text{const}$ ($z'z$), а отвод теплоты – при $V = \text{const}$ ($b''a''$); из цикла лопаточных машин $a'a''fga'$ с подводом теплоты при $p = \text{const}$ ($a''f$), а отводом (выпуск рабочего тела) при $p = \text{const}$ ($ga'$). Количество теплоты, подведенное в цикле лопаточных машин, равно количеству теплоты, отведенному в цикле поршневой части. В составе комбинированного двигателя при осуществлении такого цикла лопаточных машин реализуется работа, соответствующая площади $a'a''fg$ вместо площади $a'a''\ b''\ b'''$.

Таким образом, КПД комбинированного цикла несколько меньше КПД цикла с продолженным расширением, а среднее давление цикла при отнесении работы цикла к объему цилиндра поршневой части комбинированного двигателя может быть получено значительно большим, чем в простом поршневом двигателе при осуществлении в нем цикла с продолженным расширением.

Дальнейшее повышение среднего давления цикла без расширения пределов изменения температуры рабочего тела возможно при охлаждении сжатого в компрессоре воздуха (или горючей смеси) перед поступлением его в цилиндр. В реальном комбинированном двигателе охлаждение воздуха (или горючей смеси) исполь-

зуется также для понижения тепловой напряженности его деталей, образующих поверхность камеры сгорания.

Для цикла с продолженным расширением $a'a''cz'zb''\ b'''a'$ (см. рис. 5.17) без охлаждения поступающего заряда с отводом теплоты только при постоянном давлении ( $p$ = const) термический КПД цикла определяется выражением (1.247), работа – выражением (1.248) при $\lambda = 1$ и $\varepsilon_V = \rho\lambda^{1/k}$, среднее цикловое давление – выражением (1.252), где $p = p_a\varepsilon^k$.

Общий КПД комбинированного цикла находится по формуле (1.259) при $\varepsilon = \varepsilon_0$, а среднее давление определяется выражением

$$p_{tk} = p_a\varepsilon_0^k\eta_{tk}[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)] / (\varepsilon_0 - 1)(k - 1), \quad (5.1)$$

где $\varepsilon_0 = \varepsilon\varepsilon_k$ – общая степень сжатия, равная произведению степеней сжатия поршневой части $\varepsilon = V_{a'}/V_c$ и компрессора $\varepsilon_k = V_a/V_{a'}$.

***Классификация ДВС.*** Двигатели внутреннего сгорания могут быть классифицированы по способу осуществления цикла (четырех- и двухтактные); по способу смесеобразования (с внешним и внутренним смесеобразованием); по способу воспламенения горючей смеси (с воспламенением при сжатии – дизели и газовые дизели, с принудительным воспламенением от электрической искры – карбюраторные и газовые двигатели, с впрыскиванием легкого топлива) и по другим признакам.

По конструкционным признакам двигатели внутреннего сгорания классифицируют по конструкции кривошипно-шатунного механизма (тронковые и крейцкопфные); по числу и расположению рабочих цилиндров (одно-, двух-, трех- и четырехцилиндровые и т. д., с вертикальным, горизонтальным, наклонным, рядным, V- и W-образным и другим расположением цилиндров); по степени быстроходности (тихоходные со средней скоростью поршня до 10 м/с и быстроходные со средней скоростью поршня свыше 10 м/с); по направлению вращения коленчатого вала (правого и левого вращения, реверсивные и нереверсивные).

По назначению двигатели подразделяют на стационарные (для установок на электростанциях, насосных и газоперекачивающих станциях, привода компрессоров и т. д.); наземного транспорта (автомобильные, тракторные, тепловозные, для сельскохозяйственных, дорожных и транспортно-погрузочных машин и т. п.), судовые (главные – реверсивные и нереверсивные – для привода гребных винтов и вспомогательные – для привода вспомогательных машин и механизмов); авиационные.

Несмотря на большое разнообразие схем связи между различными частями комбинированных ДВС, все они могут быть разделены по этому признаку на двигатели с механической, гидравлической, газовой и комбинированной связью; поршневые генераторы газов с газовой турбиной, вал которой соединяется с валом потребителя.

В комбинированных ДВС с механической или гидравлической связью (рис. 5.18, *а*) валы турбины *2* и компрессора *3* связаны между собой и с коленчатым валом или порознь с ним механической (редуктор *5*) или гидравлической передачей. Соотношение между мощностями турбины *2* и компрессора *3* может быть самым различным. Если мощность турбины *2* меньше мощности, необходимой для приво-

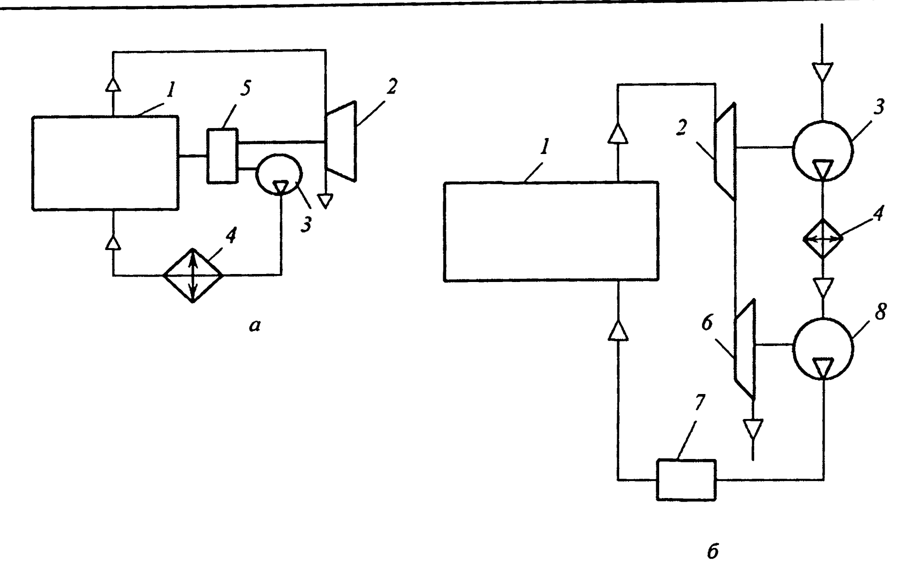



**Рис. 5.18.** Схемы комбинированного ДВС:
*а* – с механической связью; *б* – с двухступенчатым наддувом; *1* – поршневая часть; *2* и *6* – турбины; *3* и *8* – компрессоры; *4* и *7* – охладители воздуха; *5* – редуктор

да компрессора *3*, то для достижения заданного давления поступающего в цилиндр заряда (давления наддува) недостающая мощность отбирается у двигателя. В противном случае избыточная мощность турбины передается на вал, от которого осуществляется привод потребителя.

Широко распространены комбинированные ДВС с газовой связью поршневой части с турбиной *2* и компрессором *3* (см. рис. 5.2); при этом турбина *2* и компрессор *3* жестко связаны между собой в едином агрегате – турбокомпрессоре (ТК). В таких комбинированных ДВС мощности турбины и компрессора одинаковые на всех режимах работы двигателя.

Когда в комбинированных ДВС с газовой связью на входе в цилиндр не может быть получено необходимое давление заряда, его вторично сжимают в компрессоре с приводом от вала поршневой части или от газовой турбины. Такой тип двигателя называют двигателями с двухступенчатым наддувом (рис. 5.18, *б*). В этом случае не только повышается давление воздуха или смеси на входе в цилиндр, но и улучшаются условия работы турбины и компрессора и характеристики комбинированных ДВС.

В настоящее время получили распространение комбинированные ДВС с силовой турбиной. В таком двигателе выпускные газы из турбины ТК (или до нее) направляются в специальную турбину, называемую силовой, мощность с вала которой через редуктор передается на коленчатый вал поршневой части или на специальный вал отбора мощности. При этом повышается мощность комбинированного ДВС и примерно на 3,5...4 г/(кВт · ч) уменьшается удельный расход топлива.

Если мощность поршневой части полностью расходуется на привод компрессора, а полезная мощность снимается с вала турбины, работающей на выпускных газах, то такая установка называется газовой турбиной с генератором газа.

## Тепловые процессы в двигателях

***Тепловой расчет.*** Рабочие циклы ДВС сопровождаются рядом тепловых, механических и гидравлических потерь, которые учитываются на основе результатов экспериментальных исследований или с помощью вычислений. Перед проведением теплового расчета необходимо определить условия работы, выбрать тип двигателя и назначить частоту вращения $n$, степень сжатия $\varepsilon$ и коэффициент избытка воздуха $\alpha$.

Для определения параметров рабочего тела нужно знать элементарный состав топлива и низшую теплоту его сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$. Тогда количество воздуха (кмоль), теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива,

$$L_0 = (\text{C} / 12 + \text{H} / 4 - \text{O} / 32) / 0{,}21,$$

где C, H и O – массовые доли соответственно углёрода, водорода и кислорода в жидком топливе.

Количество свежего заряда на 1 кг топлива $M_1 = \alpha L_0$. Количество продуктов сгорания при $\alpha = 1$ $M_0 = \text{C} / 12 + \text{H} / 2 + 0{,}79L_0$, а при $\alpha > 1$ $M_2 = M_0 + (\alpha - 1)L_0$. Тогда коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1.$$

Давление $p_a$ в начале процесса сжатия определяют по соотношению

$$p_a = \xi\, p_{\text{к}},$$

где $p_{\text{к}}$ – давление перед впускными органами; $\xi$ – коэффициент, учитывающий потери давления при впуске. Его значение зависит от типа двигателя и изменяется в диапазоне 0,85–0,95 для четырехтактных двигателей и 0,85–1,05 для двухтактных, причем $\xi \geq 1$ получается за счет влияния газодинамических явлений при впуске на наполнение.

Давление остаточных газов в цилиндре в конце выпуска

$$p_r = \xi_r\, p_p,$$

где $p_p$ – давление перед выпускными органами; $\xi_r$ – экспериментально-расчетный коэффициент, изменяющийся в диапазоне 1,03–1,2.

Коэффициент наполнения $\eta_v$, представляющий собой отношение количества свежего заряда к тому его количеству, которое может заполнить рабочий объем цилиндра при давлении $p_{\text{к}}$ и температуре $T_{\text{к}}$ перед впускными органами, определяется выражением

$$\eta_v = \varepsilon p_a T_{\text{к}} / [(\varepsilon - 1)p_{\text{к}} T_a (1 + \gamma)],$$

где $T_a = (T_{\text{к}} + \Delta T + \gamma T_r) / (1 + \gamma)$ – температура в цилиндре в начале сжатия; $\gamma$ – коэффициент остаточных газов, равный отношению массовых долей остаточных газов $M_r$ и свежего заряда $M_1$; $\Delta T$ – подогрев заряда при впуске, значение которого находится в пределах от 0 до 20 К, достигая 40 К для двигателей с воздушным охлаждением; $T_r$ – температура остаточных газов, зависящая в основном от коэффициента избытка воздуха $\alpha$ и частоты вращения $n$, составляет 700...1100 К, причем бóльшие значения относятся к карбюраторным ДВС, меньшие – к дизелям.

Коэффициент $\gamma$ остаточных газов для четырехтактных двигателей без продувки может быть определен по формуле

$$\gamma = (T_к + \Delta T)p_r / [T_r(\varepsilon p_a - p_r)].$$

Для четырехтактных ДВС можно принимать следующие значения $\gamma$ : 0,06–0,12 для карбюраторных и газовых; 0–0,06 для дизелей.

В двухтактных двигателях в зависимости от схемы газообмена значение $\gamma$ изменяется от 0,05 в двигателях с противоположно движущимися поршнями до 0,45 в двигателях с кривошипно-камерной схемой газообмена.

Коэффициент наполнения при работе ДВС на режиме полной нагрузки карбюраторных и газовых двигателей равен 0,75–0,88; малооборотных дизелей – 0,82–0,95; высокооборотных дизелей – 0,75–0,9 (бóльшие значения относятся к ДВС с наддувом).

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a\varepsilon^{n_1}$$

и температура

$$T_c = T_a\varepsilon^{n_1 - 1},$$

где $n_1$ – показатель политропы сжатия, изменяющийся от 1,32 до 1,39.

Значения $p_c$ и $T_c$ для карбюраторных ДВС составляют соответственно 1...3 МПа и 600...800 К, для дизелей 3...8 МПа и выше и 800...1100 К. Давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c\lambda,$$

где $\lambda$ – степень повышения давления, выбираемая из условия ограничения максимального давления $p_z$ или задаваемая на основе экспериментальных данных в диапазоне 1,6–2,2.

Максимальные значения $p_z$ у карбюраторных двигателей равны 4...7 МПа, у дизелей – 6...14 МПа и выше.

Температура конца сгорания $T_z$ определяется из уравнения баланса теплоты, которое для цикла со смешанным подводом теплоты приводится к виду

$$T_z = [\xi_z Q_н^р / M_1(1+\gamma) + (u_{cc.з} + \gamma u_{crc}) / (1+\gamma) + R_\mu\lambda T_c - \mu 273 R_\mu] / \mu(c_{vnc}|_0^{T_z} + R_\mu),$$

где $\xi_z$ – коэффициент использования теплоты при сгорании (0,80–0,90 для карбюраторных двигателей, 0,65–0,80 для дизелей и 0,80–0,85 для газовых двигателей); $u_{cc.з} = c_{vc.з}T_c$ – молярная внутренняя энергия свежего заряда при температуре $T_c$; $u_{crc} = c_{vcr}T_c$ – молярная внутренняя энергия остаточных газов при температуре $T_c$, $\mu = (\mu_0 + \gamma) / (1 + \gamma)$ – коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси; $c_{vnc}$ – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль · К).

Для двигателей с внешним смесеобразованием

$$T_z = [\xi_z(Q_н^р - \Delta Q_н^р) / (1+\gamma)M_1 + (u_{cc.з} + \gamma u_{crc}) / (1+\gamma)] / \mu c_{vnc}|_0^{T_z},$$

где $\Delta Q_н^р$ – количество невыделившейся теплоты вследствие $\alpha < 1$; причем $\Delta Q_н^р = 57780\,(1-\alpha)$.

Уравнения для определения $T_z$ решаются методом последовательных приближений. Степень предварительного расширения $\rho = V_z / V_c = \mu\, T_z / (\lambda T_c)$ изменяется в диапазоне 1,15–1,65.

После определения параметров конца сгорания рассчитывается процесс расширения. Если задана степень последующего расширения $\delta = V_b / V_z = \varepsilon / \rho$, то в конце расширения температура $T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}$ и давление $p_b = p_z / \delta^{n_2}$, $T_b = 1200...1700$ К для карбюраторных двигателей и $T_b = 1000...\ 1400$ К для дизелей.

Показатель политропы $n_2$ расширения выбирается на основе экспериментальных данных или рассчитывается приближенно. Ориентировочно $n_2 = 1{,}20...1{,}28$ для карбюраторных двигателей и $n_2 = 1{,}20...1{,}26$ для дизелей.

***Среднее индикаторное давление*** – давление, численно равное такому условному постоянному по значению избыточному давлению, которое, действуя на поршень, совершает за один его ход работу, равную работе газов в цилиндре за один цикл.

По известным значениям параметров процессов, составляющих действительный цикл, определяется его эффективность, характеризуемая средним индикаторным давлением $p_i$.

Среднее индикаторное давление для смешанного цикла

$$p_{ip} = p_c[\lambda(\rho - 1) + \lambda\rho\,(1 - T_b / T_z) / (n_2 - 1) - (1 - T_a / T_c) / (n_1 - 1)] / (\varepsilon - 1).$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла четырехтактного двигателя

$$p_i = \varphi_n p_{ip},$$

где $\varphi_n = 0{,}92...0{,}97$ – коэффициент полноты диаграммы, учитывающий уменьшение площади диаграммы (бóльшие значения относятся к карбюраторным двигателям, меньшие – к дизелям).

Современные двигатели при номинальной нагрузке имеют следующие значения $p_i$, МПа; 0,9–1,2 – карбюраторные четырехтактные двигатели; 0,6–0,9 – газовые четырехтактные; 0,7–0,9 – четырехтактные дизели без наддува; 0,5–0,7 – двухтактные дизели без наддува. В двигателях с наддувом значения $p_i = 2...2{,}5$ МПа и выше.

## Особенности рабочих процессов газовых двигателей

В качестве газообразного топлива в ДВС применяются природные, попутные нефтяные, попутные промышленные и бытовые газы, а также газы, получаемые из твердого топлива путем его газификации. Газообразное топливо является смесью различных горючих и инертных газов, хорошо смешиваемой с воздухом, что позволяет сжигать обедненные смеси и, как следствие, увеличивать экономичность, уменьшать токсичность выпускных газов.

В зависимости от физического состояния и метода получения газообразного топлива различают сжатый, сжиженный, генераторный и другие газы. Газообразные топлива по низшей теплоте сгорания делят на высококалорийное ($Q_н^р > 23$ МДж/м$^3$), среднекалорийное ($Q_н^р = 14{,}5...23$ МДж/м$^3$) и низкокалорийное ($Q_н^р < 14{,}5$ МДж/м$^3$).

Газовые двигатели выпускаются с внешним и внутренним смесеобразованием. Внешнее смесеобразование начинается в специальном смесителе и продолжается во впускной системе и в цилиндре двигателя. Газовые двигатели, создаваемые на базе карбюраторных, могут снабжаться карбюратором – смесителем, позволяющим также работать на бензине. Заряд воспламеняется от электрической искры, для чего устанавливаются специальные свечи.

В газовых двигателях с внутренним смесеобразованием смесь воспламеняется или с помощью небольшой порции впрыскиваемого специальной форсункой жидкого топлива (газодизели), или с помощью электрической свечи зажигания. Иногда такие свечи устанавливаются в специальной форкамере.

Конструкция системы питания газовых двигателей зависит от их типа и назначения. На автомобилях в систему питания входят объемы для хранения запаса газа и смесительные устройства. В двигателях с внешним смесеобразованием без наддува газ поступает к смесительным устройствам под давлением, близким к атмосферному. Поэтому в системе питания устанавливаются специальные редукционные пневмоклапаны, регулирующие давление.

В газовоздушном смесителе автомобильных двигателей (рис. 5.19) для лучшего смесеобразования газовый поток разделяют на отдельные струи с помощью отверстий в диффузоре *6*. Для обогащения горючей смеси, необходимого при работе двигателя с полной нагрузкой, в конструкции смесителя имеется дозирующее обогатительное устройство. Вакуумная полость *А* обогатителя соединена с впускным трубопроводом двигателя за газовоздушной заслонкой. При работе на частичных нагрузках, когда при прикрытой газовоздушной заслонке создается относительно

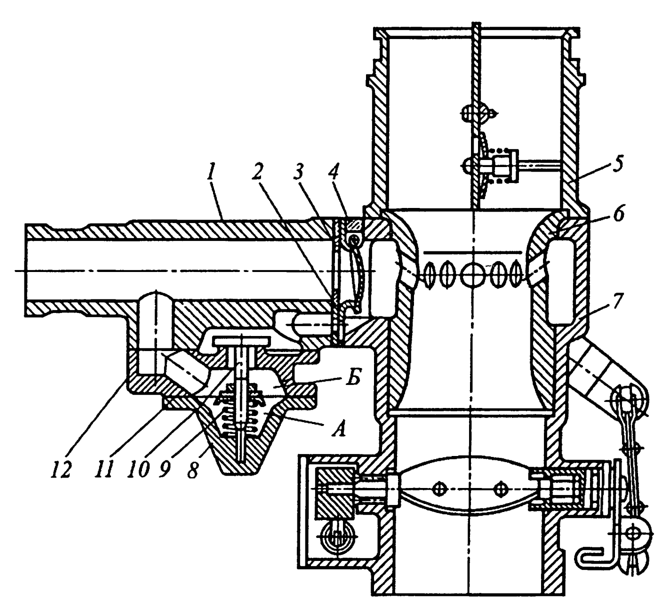



**Рис. 5.19.** Газовоздушный смеситель:
*1* – входной патрубок для газа; *2* – дозирующая часть; *3* – дозирующая шайба для режимов частичных нагрузок; *4* – обратный клапан; *5* – корпус воздушной горловины; *6* – диффузор с отверстиями для выхода газа; *7* – корпус смесительной камеры; *8* – крышка экономайзера; *9* – пружина; *10* – клапан экономайзера; *11* – мембрана; *12* – корпус экономайзера; *А* – вакуумная полость; *Б* – газовая полость экономайзера

высокое разрежение во впускном трубопроводе, мембрана *11* вследствие разности давлений в полостях *А* и *Б* сжимает пружину *9* и удерживает клапан *10* экономайзера в закрытом положении. Газ поступает в диффузор смесителя через отверстие, соответствующее «экономичной» регулировке дозирующей шайбы *3*. При полном открытии газовоздушной заслонки, когда разрежение во впускном трубопроводе относительно мало, пружина *9* отжимает мембрану *11* вверх и открывает клапан *10* экономайзера. В диффузор *6* поступает дополнительное количество газа через отверстие в шайбе *2*, соответствующее такой подаче, при которой обеспечивается получение максимальной мощности.

В двигателях средней и большой мощности используют специальные впускные клапаны – смесители, устанавливаемые в крышке на каждый цилиндр отдельно.

Для сжатия и транспортирования природных и попутных нефтяных газов, а также для технологических нужд нефтеперерабатывающих и химических производств и других целей используются газомотокомпрессоры, которые представляют собой единый агрегат, состоящий из газового ДВС и поршневого компрессора (рис. 5.20). В качестве топлива газового ДВС используется перекачиваемый газ.

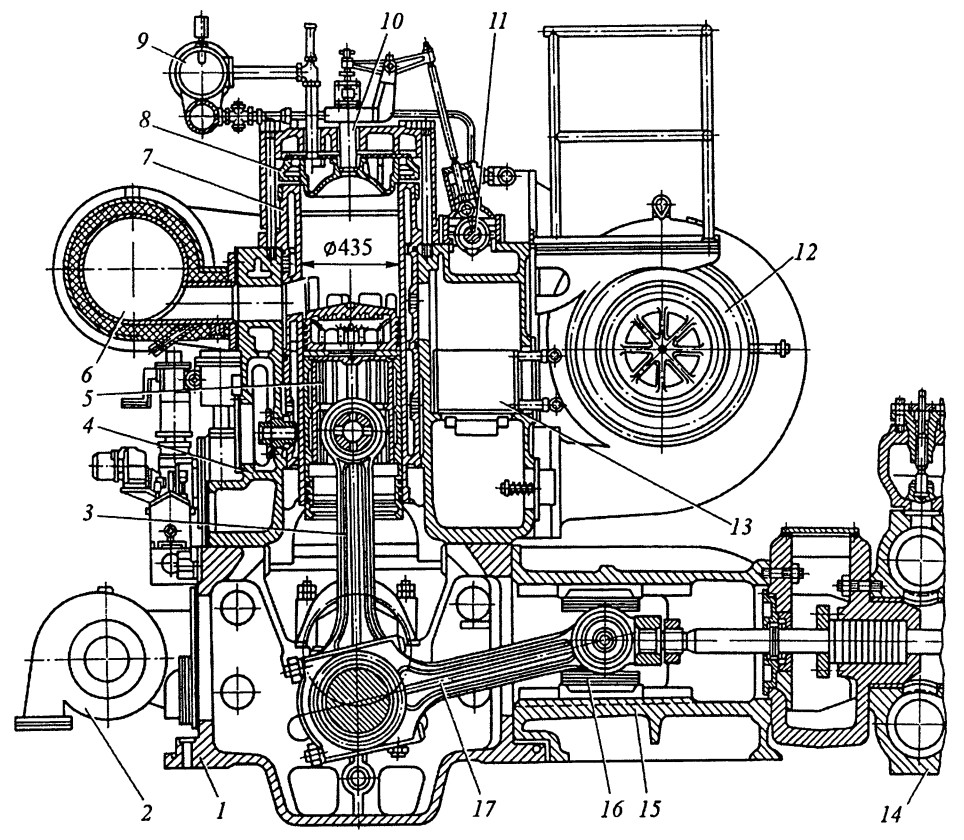



**Рис. 5.20.** Газомотокомпрессор МК-8:

*1* – фундаментная рама; *2* – водяной насос; *3* – шатун двигателя; *4* – блок цилиндров; *5* – поршень; *6* – выпускной трубопровод; *7* – втулка цилиндра; *8* – крышка; *9* – водяной трубопровод; *10* – впускной газовый клапан; *11* – распределительный вал; *12* – турбокомпрессор; *13* – охладитель воздуха; *14* – компрессорный цилиндр; *15* – направляющая крейцкопфа; *16* – крейцкопф; *17* – шатун компрессора

В двухтактных газовых двигателях применяется только внутреннее смесеобразование, чтобы не допускать потерь газа в выпускную систему при продувке.

Особенности рабочего процесса газовых ДВС определяются видом применяемого топлива. Одним из характерных свойств газа является его высокая детонационная стойкость. Октановые числа газообразного топлива, определенные по моторному методу, находятся в диапазоне 80–110, что позволяет делать газовые ДВС с высокой степенью сжатия. Большинство горючих смесей газообразного топлива с воздухом имеет более низкую теплоту сгорания, чем горючие смеси жидкого топлива с воздухом. Следствием этого является уменьшение мощности двигателя при его переводе на газообразное топливо. Для повышения мощности увеличивают степень сжатия, применяют наддув двигателей, увеличивают частоту вращения и т. д. Газообразное топливо с воздухом образует более равномерную горючую смесь, что создает возможность двигателям с принудительным воспламенением работать с высоким коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1{,}1...1{,}4$.

Применение в газовых ДВС высоких степеней сжатия и сравнительно бедных горючих смесей повышает их экономичность и уменьшает токсичность.

## Параметры, характеризующие эффективность и экономичность работы двигателей

***Индикаторная мощность двигателя*** – мощность, развиваемая внутри цилиндра.

Индикаторная мощность $N_i$ двигателя зависит от среднего индикаторного давления $p_i$, рабочего объема всех $i$ цилиндров двигателя ($iV_h$) и частоты вращения $n$ коленчатого вала так, что

$$N_i = 2p_i iV_h n / (60\,\tau) = p_i iV_h n / (30\,\tau), \qquad (5.2)$$

где $p_i$ – в МПа; $V_h$ – в л; $n$ – в мин$^{-1}$.

Для четырехтактных двигателей $\tau = 4$, для двухтактных $\tau = 2$.

Таким образом, с увеличением $p_i$ и $n$ индикаторная мощность возрастает, что свидетельствует об улучшении использования рабочего объема цилиндра. Давление $p_i$ можно повысить большим наполнением цилиндра (например, повышением давления воздуха или смеси на входе в цилиндр). Увеличение частоты вращения лимитируется ростом изнашивания поверхностей основных движущихся деталей и различных потерь. Поэтому частоту вращения выбирают в основном в зависимости от размеров и назначения двигателя с учетом обеспечения необходимой экономичности, надежности и срока службы двигателя.

Индикаторная мощность передается на вал отбора мощности двигателя. Различные потери мощности обусловлены трением поршня и поршневых колец о стенки цилиндра, в подшипниках, в распределительном механизме и т. п., аэродинамическим трением между движущимися деталями и воздухом или газами, затратами мощности на приведение в действие таких вспомогательных агрегатов и устройств, как топливный, водяной и масляный насосы, генератор, вентилятор и т. д., насосными потерями на очистку и наполнение цилиндров (насосные потери работы газообмена, характеризуемые значениями $\Delta p_н$, в четырехтактном двигателе с надду-

вом могут иметь положительный знак и даже несколько увеличивать мощность; в двухтактном двигателе они принимаются равными нулю). Мощность, соответствующая всем этим потерям, называется мощностью механических потерь $N_{\text{мех}}$.

***Эффективная мощность*** – мощность, отдаваемая потребителю и составляющая часть индикаторной мощности.

Эффективная мощность

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}}. \tag{5.3}$$

Уменьшение мощности двигателя вследствие потерь в нем характеризуется механическим КПД, определяемым в виде отношения эффективной мощности двигателя к индикаторной,

$$\eta_{\text{м}} = N_e / N_i. \tag{5.4}$$

Для сравнения различных двигателей при оценке их эффективности и совершенства конструкций аналогично среднему индикаторному давлению $p_i$ используют среднее эффективное давление $p_e$ и среднее давление $p_{\text{мех}}$ механических потерь.

***Среднее эффективное давление*** – это условное постоянное давление в цилиндрах, при котором работа, произведенная в них за один такт, равна эффективной работе.

Среднее эффективное давление $p_e$ позволяет определить эффективную работу $L_e = 10^3 p_e i V_h$ и эффективную мощность двигателя

$$N_e = p_e i V_h n / (30\,\tau). \tag{5.5}$$

Подставив соотношения (5.2) и (5.5) в выражение (5.4), получим

$$\eta_{\text{м}} = p_e / p_i = 1 - p_{\text{мех}} / p_i. \tag{5.6}$$

Работа ДВС с постоянной частотой вращения и переменной мощностью в дизелях достигается перемещением рейки топливного насоса и изменением в связи с этим подачи топлива. Количество поступающего воздуха при этом остается практически постоянным, поэтому такое регулирование нагрузки является качественным. В карбюраторных двигателях регулирование осуществляется открытием или закрытием дроссельной заслонки — количественное регулирование. Среднее давление механических потерь $p_{\text{мех}}$ при смене нагрузки у дизелей почти не меняется, а у карбюраторных двигателей изменяется вследствие изменения давления насосных потерь $\Delta p_{\text{н}}$. Механический КПД $\eta_{\text{м}}$ как при $p_{\text{мех}} = \text{const}$, так и $p_{\text{мех}} = \text{var}$ с уменьшением давления $p_i$ снижается и на холостом ходу, когда $p_i = p_{\text{мех}}$, обращается в нуль. В этом случае $N_e = 0$ и вся индикаторная мощность затрачивается на преодоление механических потерь.

При работе двигателя с различной частотой вращения, но при постоянном значении $p_i$, среднее давление механических потерь также изменяется вследствие изменения работы сил трения в двигателе, среднего давления потерь на газообмен и других потерь. Давление $p_{\text{мех}}$ с увеличением частоты вращения возрастает, поэтому механический КПД $\eta_{\text{м}}$ уменьшается.

*Таблица 5.1*

| Двигатель | $p_e$, МПа | $\eta_м$ | $\eta_i$ | $\eta_e$ | $g_i$, кг/(кВт · ч ) | $g_e$, кг/(кВт · ч ) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Карбюраторный четырехтактный | 0,65 – 1,1 | 0,70 – 0,85 | 0,25 – 0,37 | 0,22 – 0,32 | 0,2 – 0,34 | 0,27 – 0,355 |
| Газовый | 0,50 – 0,65 | 0,75 – 0,82 | 0,28 – 0,35 | 0,23 – 0,28 | (8200–9900), кДж/(кВт · ч ) | (9900–12000), кДж/(кВт · ч ) |
| Двухтактный дизель | 0,5 – 1,5 | 0,70 – 0,92 | 0,39 – 0,54 | 0,39 – 0,54 | 0,152 – 0,220 | 0,160 – 0,300 |
| Четырехтактный дизель | 0,60 – 2,0 | 0,72 – 0,92 | 0,39 – 0,55 | 0,32 – 0,50 | 0,15 – 0,218 | 0,16 – 0,285 |

Значения $p_e$ и $\eta_м$ при работе двигателей различных типов на номинальном режиме приведены в табл. 5.1.

***Индикаторный КПД*** – отношение количества теплоты $Q_i$, эквивалентного индикаторной работе, ко всему количеству теплоты $Q$, введенному в двигатель с топливом.

Индикаторный КПД

$$\eta_i = 3600\ N_i\ /\ (m_г Q^р_н). \tag{5.7}$$

Следовательно, с помощью индикаторного КПД оценивается степень использования теплоты в рабочем цикле, т. е. его экономичность. Значение $\eta_i$ определяется главным образом степенью сжатия $\varepsilon$ и коэффициентом избытка воздуха $\alpha$ и зависит от типа ДВС и режима его работы. Наибольший КПД $\eta_i$ имеют комбинированные ДВС с дизелем в качестве поршневой части.

Значение $\eta_i$ возрастает с увеличением $\varepsilon$ у ДВС всех типов, однако чем больше $\varepsilon$, тем медленнее рост $\eta_i$. При росте коэффициента избытка воздуха до определенных значений, зависящих от типа двигателя, также происходит увеличение $\eta_i$. При больших коэффициентах $\alpha$ наблюдается падение $\eta_i$, что объясняется ухудшением процесса сгорания и увеличением потерь теплоты (рис. 5. 21).

***Эффективный КПД*** – отношение количества теплоты, эквивалентного полезной работе, к количеству теплоты, затраченному на получение этой работы.

Эффективный КПД $\eta_e$ учитывает как тепловые, так и механические потери в двигателе и, следовательно, $\eta_e = N_e\ /\ (m_т Q^р_н)$. Так как $N_e = \eta_м N_i$, $\eta_e = \eta_i \eta_м$. Значения $\eta_e$ и $\eta_i$ (см. табл. 5.1) зависят от типа двигателя и режима его работы. Со снижением эффективной мощности двигателя значение $\eta_e$ уменьшается, достигая нуля при работе на режиме холостого хода. С увеличением степеней сжатия $\varepsilon$ значение $\eta_e$ возрастает, но, поскольку при этом одновременно повышаются механические потери в двигателе, рост $\eta_e$ замедляется.

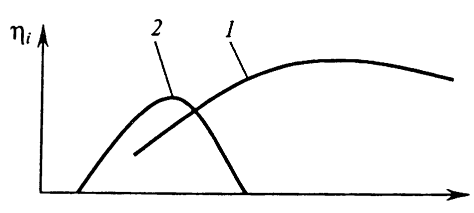



**Рис. 5.21.** График зависимости $\eta_i$ от $\alpha$: *1* – дизель; *2* – карбюраторный двигатель

***Удельный индикаторный*** $g_i$ (или эффективный $g_e$) расход топлива – количество топлива $m_т$, расходуемое в двигателе для получения в течение 1 ч индикаторной (или эффективной) мощности 1кВт.

Удельный индикаторный и эффективный расход топлива

$$g_i = m_т / N_i = 3{,}6 / (\eta_i Q_н^р)$$

и

$$g_e = m_т / N_e = 3{,}6 / (\eta_e Q_н^р). \quad (5.8)$$

Причем

$$g_i = g_e \eta_м. \quad (5.9)$$

В зависимости от типа двигателя и режима его работы изменение удельных расходов топлива определяется изменением соответствующих КПД (см. табл. 5.1).

Теплота сгорания газообразного топлива колеблется в широких пределах в зависимости от его состава. Поэтому удельные индикаторный и эффективный расходы газового топлива не показательны, и вместо них обычно пользуются удельными индикаторным $q_i$ и эффективным $q_e$ расходами теплоты (см. табл. 5.1).

## Энергетический, тепловой и эксергетический балансы

При оценке эффективности работы ДВС (процессов преобразования в них теплоты сгорания топлива в механическую работу) можно использовать энергетический, тепловой и эксергетический балансы. При этом будем исходить из энергетической и эксергетической схем ДВС (рис. 5.22 и 5.23).

Энергетический баланс по внешнему контуру комбинированного ДВС (см. рис. 5.22), производящего внешнюю работу, можно представить в виде равенства

$$H_О + H'_{ОХ} + H_Ф + Q_Х = L_e + L_{МД} + H''_{ОХ} + Q_W + H_{ТО}, \quad (5.10)$$

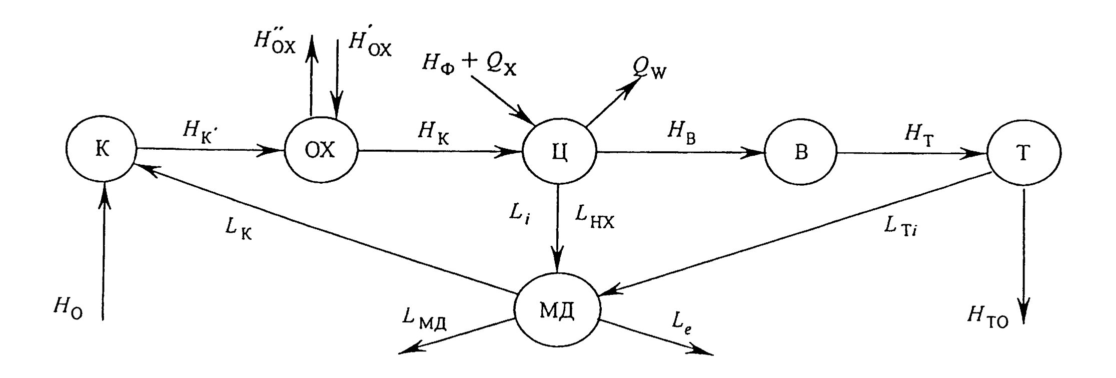



**Рис. 5.22.** Энергетическая схема комбинированного двигателя:
К, ОХ, Ц, В, Т, МД – соответственно компрессор, охладитель воздуха, цилиндр, выпускная система, турбина и механизм двигателя

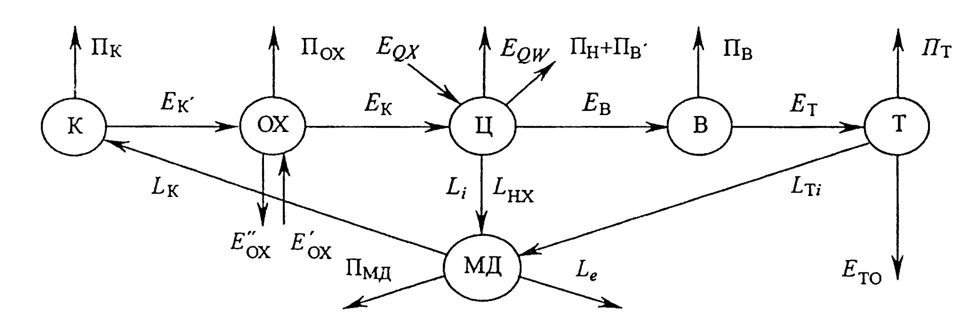



**Рис. 5.23.** Эксергетическая схема комбинированного двигателя

где $H_О$ и $H_{ТО}$ – энтальпия воздуха на входе в компрессор и выпускных газов после газовой турбины; $H'_{ОХ}$ и $H''_{ОХ}$ – энтальпии наддувочного воздуха на входе и выходе из охладителя; $H_Ф$ и $Q_Х$ — энтальпия и теплота сгорания топлива; $Q_W$ – теплота, отведенная от рабочего тела в стенки; $L_{МД}$ – работа, затраченная на преодоление сопротивления в механизмах ДВС.

На основе энергетического баланса можно составить тепловой баланс. Например, для комбинированного ДВС тепловой баланс имеет вид

$$Q_Х = L_e + Q_{МД} + Q_{ОХ} + Q_W + Q_{ТО}, \qquad (5.11)$$

где $Q_{МД} = L_{МД}$; $Q_{ОХ} = H''_{ОХ} - H'_{ОХ}$; $Q_{ТО} = H_{ТО} - H_О - H_Ф$.

В относительных величинах тепловой баланс имеет следующий вид:

$$\eta_e = 1 - (q_{МД} + q_{ОХ} + q_W + q_{ТО}), \qquad (5.12)$$

где $\eta_e = L_e/Q_Х$; $q_{МД} = Q_{МД}/Q_Х$; $q_{ОХ} = Q_{ОХ}/Q_Х$; $q_W = Q_W/Q_Х$; $q_{ТО} = Q_{ТО}/Q_Х$ соответственно относительные величины теплоты, превращенной в эффективную работу (эффективный КПД); теплоты, затраченной на преодоление механических сопротивлений в механизмах комбинированного ДВС; теплоты, отведенной в окружающую среду при промежуточном охлаждении наддувочного воздуха, при теплообмене со стенками цилиндра и с отработавшими в комбинированном ДВС газами.

Тепловой баланс позволяет выполнить анализ эффективности рабочих процессов комбинированного ДВС и дает исходный материал для проектирования двигателя и его агрегатов.

Согласно схеме (см. рис. 5.23), эксергетический баланс двигателя можно представить в следующем виде:

$$E_{QХ} = L_e + (E''_{ОХ} - E'_{ОХ}) + (E_{ТО} - E_О) + E_{QW} +$$

$$+ П_{МД} + П_К + П_{ОХ} + П_Н + П_{ВО} + П_В + П_Т, \qquad (5.13)$$

где $E_{QХ}$ – эксергия теплоты сгорания топлива, подведенной к рабочему телу; $E''_{ОХ} - E'_{ОХ}$ – эксергия теплоты $Q_{ОХ}$, отведенной в охладителе наддувочного воздуха; $E_{ТО} - E_О$ – эксергия теплоты $Q_{ТО}$, отведенной с отработавшими газами; $E_{QW}$ – эксергия теплоты $Q_W$, отведенной в стенки; $П_{МД}$, $П_К$, $П_{ОХ}$, $П_Н$, $П_{ВО}$, $П_В$, $П_Т$ – соответ-

ственно потери эксергии вследствие диссипативных процессов в узлах комбинированного ДВС ( в механизмах двигателя, в компрессоре, воздухоохладителе, в процессе наполнения, в процессе выпуска, в выпускной системе, в газовой турбине).

Подведенную к рабочему телу эксергию в процессе преобразования теплоты топлива в эффективную работу можно определить по выражению

$$E_{\text{подв}} = E_{QX} - [(E''_{\text{OX}} - E'_{\text{OX}}) + (E_{\text{TO}} - E_{\text{O}}) + E_{QW}].$$

Эксергетический КПД комбинированного двигателя

$$\eta_{kx} = L_e / E_{\text{подв}} = 1 - \Sigma\Pi_i / E_{\text{подв}} = 1 - [\pi_{\text{МД}} + \pi_R + \pi_{\text{OX}} + \pi_{\text{ВО}} + \pi_{\text{В}} + \pi_{\text{Т}}]. \quad (5.14)$$

Эксергетический баланс является средством анализа эффективности преобразования теплоты топлива в работу с учетом качества внутренних процессов в отдельных частях и элементах комбинированного ДВС. В этом смысле эксергетический баланс дополняет тепловой. Если по тепловому анализу можно выяснить, что часть теплоты топлива ($q_{\text{TO}}$, $q_W$, $q_{\text{OX}}$) уносится в окружающую среду, то эксергетический анализ показывает, какая часть этой теплоты работоспособна [($E''_{\text{OX}} - E'_{\text{OX}}$), $E_{QW}$, ($E_{\text{TO}} - E_{\text{O}}$)] и может быть превращена в дополнительную работу, например, в системах вторичного использования теплоты.

На основе тепловых и энергетических балансов двигателя можно наметить рациональные пути улучшения эффективности его работы. Так, энергетическая и эксергетическая схемы двигателя (см. рис. 5.22 и 5.23) указывают на возможность превращения в дополнительную работу эксергии отработавших газов. Существенным является также поток эксергии (через стенки цилиндра). Поэтому в настоящее время одним из основных направлений повышения экономичности комбинированных двигателей является уменьшение этих потерь, в связи с чем проводятся работы по созданию двигателей с уменьшенным отводом теплоты и установок с системами вторичного использования теплоты.

## Характеристики двигателей

Энергия, вырабатываемая ДВС, используется потребителями с самым различным характером изменения потребляемой мощности, который определяется их назначением.

Потребляемая мощность $N_{\text{п}}$ изменяется в зависимости от режима работы силовой установки по определенному закону. Если, например, двигатель установлен на транспортной машине (автомобиль, тепловоз, трактор и т. п.), то мощность двигателя $N_e$ и частота вращения его вала могут изменяться в широких пределах, при этом отсутствует однозначная связь между потребляемой мощностью и частотой вращения вала потребителя. Для некоторых потребителей такая связь существует. В случае работы двигателя, например с электрогенератором, требуется, чтобы независимо от потребляемой мощности (нагрузки) частота и напряжение тока были постоянными. Этого достигают, поддерживая постоянную частоту вращения вала двигателя.

Для оценки эксплуатационных характеристик машины и агрегата, для привода которых используется ДВС, необходимо знать его показатели при работе на режимах, соответствующих условиям эксплуатации машины и агрегата. Эти условия можно оценить с помощью графиков, представляющих зависимость показателей двигателя от изменения одного из основных параметров, характеризующих режим работы ДВС (частоты вращения вала, нагрузки, давления заряда, поступающего в цилиндр, и т. п.). Такие зависимости называются характеристиками двигателя.

Различают характеристики скоростные, винтовые, нагрузочные, комбинированные, регуляторные, тепловозные, регулировочные, высотные, детонационные и др.

***Скоростные характеристики*** представляют собой зависимость показателей работы двигателя от частоты вращения вала отбора мощности. В свою очередь, различают внешние и частичные скоростные характеристики.

***Абсолютной внешней скоростной*** характеристикой называют график зависимости от частоты вращения мощности, максимально возможной при данной частоте вращения вала отбора мощности двигателя. На этом же графике обычно наносят величины крутящего момента, удельного расхода топлива или КПД двигателя. Из самого определения следует, что абсолютная внешняя характеристика ограничивает поле определенных режимов двигателя, т. е. для получения абсолютной внешней характеристики требуется, чтобы все параметры, характеризующие работу ДВС, обеспечивали получение максимальной мощности. В эксплуатации этого добиться практически невозможно.

В дизелях максимально возможный крутящий момент (среднее эффективное давление) достигается при значительном дымлении, что недопустимо. Допускается работа дизеля при незначительном дымлении. Изменение мощности, крутящего момента и других параметров работы дизеля, соответствующих появлению дыма в выпускных газах, в зависимости от частоты вращения вала двигателя называют характеристикой предела дымления. Однако при эксплуатации по требованиям экологической безопасности работа ДВС по этой характеристике также недопустима.

Поэтому для оценки эксплуатационных свойств ДВС используют эксплуатационные внешние скоростные характеристики или внешние скоростные характеристики, представляющие собой графики зависимости максимальной мощности или крутящего момента от частоты вращения вала двигателя при полном открытии дроссельной заслонки в карбюраторном или газовом двигателе, или при положении органа подачи топлива в дизеле, обеспечивающем получение номинальной мощности при бездымной работе двигателя. Аналогичные характеристики, полученные при постоянном положении органа управления двигателем, соответствующем меньшей подаче смеси или топлива, чем при работе двигателя по внешней скоростной характеристике, называют частичными скоростными характеристиками.

На рис. 5.24 показаны внешние скоростные характеристики автомобильного карбюраторного двигателя (*а*) и автотракторного дизеля с наддувом (*б*).

Сопоставление этих характеристик показывает, что крутящий момент $M_e$ дизеля с уменьшением частоты вращения от номинальной растет менее интенсивно, чем крутящий момент бензинового двигателя, т. е. бензиновый двигатель по сравне-

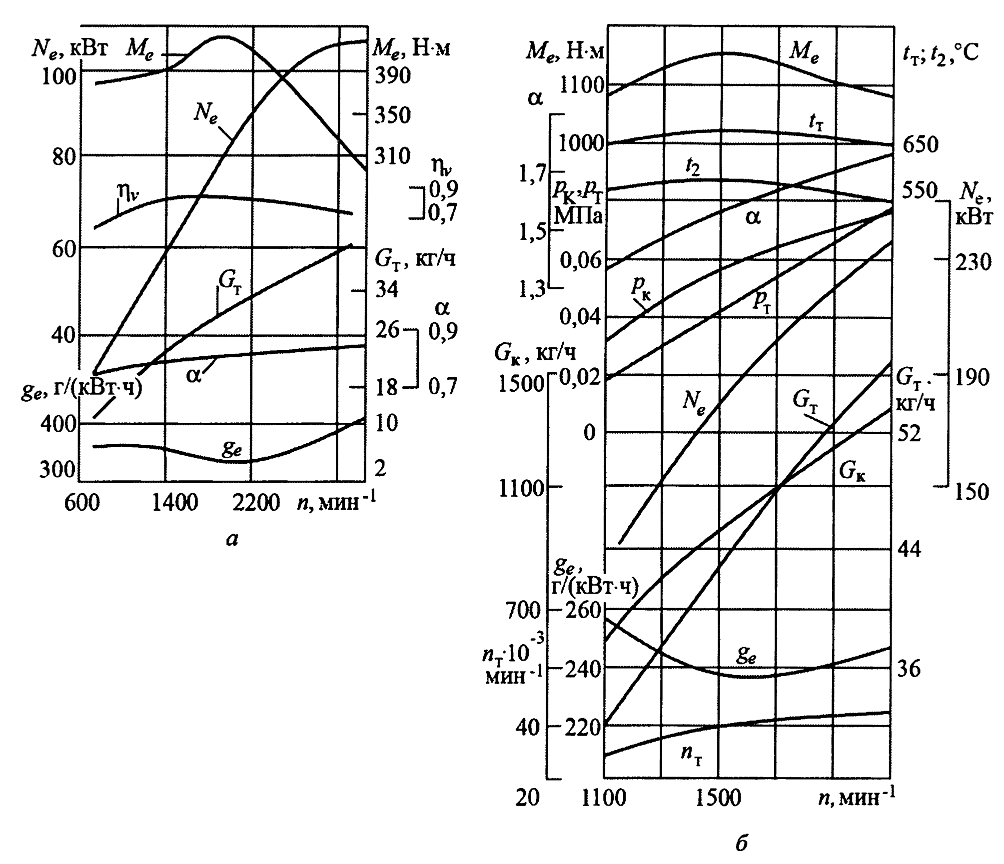



**Рис. 5.24.** Внешние скоростные характеристики карбюраторного двигателя: *а* – ЗИЛ-130; *б* – ЯМЗ-238Н

нию с дизелем обладает большим запасом крутящего момента, что обеспечивает лучшую динамику автомобиля и облегчает управление им. Отмеченное объясняется особенностями протекания процессов в двигателях. Поэтому в современных дизелях применяют специальные меры по обеспечению большого запаса крутящего момента по внешней характеристике.

***Винтовой характеристикой*** называют зависимость изменения мощности и других показателей двигателя от частоты вращения вала при непосредственном соединении вала двигателя с гребным или воздушным винтом.

При работе двигателя на винт постоянного шага, вращающийся в среде постоянной плотности, изменение эффективной мощности происходит по кубической параболе вида $N_e = An^3$. В этой формуле $A$ – коэффициент пропорциональности. Основным режимом работы двигателя является номинальный. Из этого и исходят при построении винтовой характеристики и оценке константы $A$. На рис. 5.25 показана винтовая характеристика судового малооборотного комбинированного двигателя MAH типа K10Z 93/170E (10ДКРН 93/170) мощностью 19 МВт при $n$ = 112 мин$^{-1}$. Дизель имеет наддув от турбокомпрессора с турбиной постоянного давления с дополнительным сжатием воздуха в подпоршневых полостях.

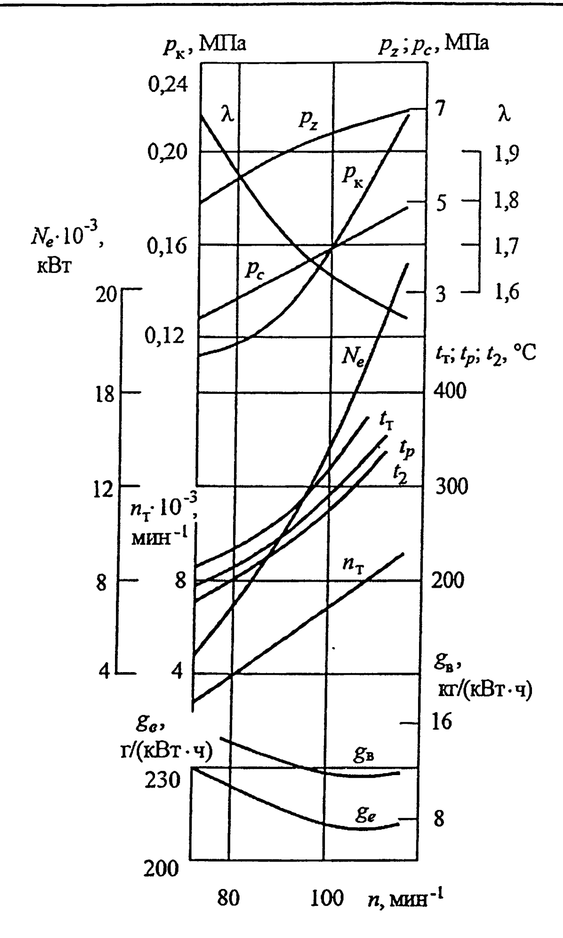



**Рис. 5.25.** Винтовая характеристика двигателя МАН К10 Z93/170Е (10ДКРН 93/170)

Ряд потребителей энергии, такие, как электрогенераторы, компрессоры, насосы и т. п., должны работать так, чтобы их частота вращения по возможности оставалась постоянной. Это определяет и условия работы двигателя, которые используются для привода этих устройств. Для оценки работы таких двигателей используют характеристики, получаемые при постоянной частоте вращения и переменной нагрузке, которые называют нагрузочными характеристиками. На рис. 5.26 показаны нагрузочные характеристики карбюраторного двигателя ЗИЛ-130 при различных частотах вращения. Наименьший удельный расход топлива при работе с любой частотой вращения получается при максимальном коэффициенте избытка воздуха α.

При доводке, испытаниях и регулировке ДВС широко используют регулировочные характеристики. Они позволяют уточнить влияние отдельных параметров регулировки и режима работы двигателя на мощность, удельный расход топлива и другие показатели. На рис. 5.27 показана регулировочная характеристика по составу смеси, характеризуемому коэффициентом избытка воздуха α,

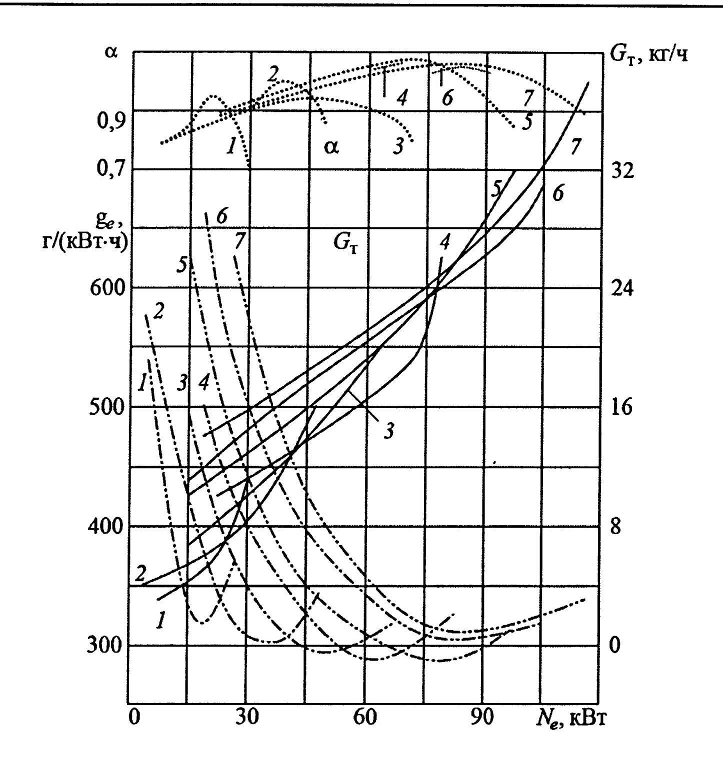



**Рис. 5.26.** Нагрузочные характеристики двигателя ЗИЛ-130:
*1 – 7* – $n$ = 800; 1200; 1600; 2000; 2400; 2800 и 3200 мин$^{-1}$

двигателя с принудительным воспламенением при работе с карбюратором и с непосредственным впрыском бензина в цилиндр.

***Высотные характеристики*** представляют собой зависимость показателей двигателя от высоты над уровнем моря, на которой расположен агрегат с ДВС. Этот вид характеристик представляет особый интерес для двигателей летательных аппаратов и двигателей, работающих в высокогорных условиях.

Известны способы расчета характеристик двигателей, однако они являются приближенными. Действительные же характеристики двигателей получают при испытаниях двигателей на специальных стендах. При этом необходимо учитывать, что при испытаниях двигателей в различных условиях (давление, температура, влажность) результаты получаются разными, в связи с чем для сопоставления результатов испытаний их приводят к стандартным атмосферным условиям по соответствующим формулам.

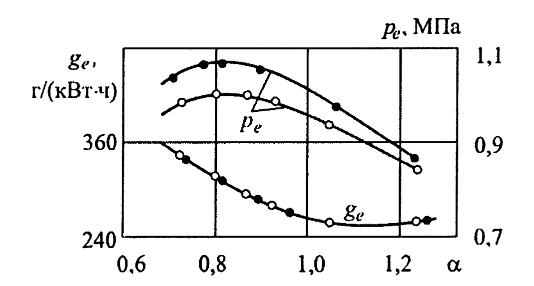



**Рис. 5.27.** Регулировочная характеристика двигателя с принудительным воспламенением по составу смеси:
о – с карбюратором; • – с непосредственным впрыском бензина в цилиндр

## Мероприятия по улучшению экологических показателей ДВС

Экологические показатели ДВС определяются выбросом токсичных веществ с выпускными газами, испарениями топлива и масел (химическое загрязнение окружающей среды), шумом и вибрациями, сопровождающими работу двигателей (виброакустическое загрязнение), а также тепловым загрязнением окружающей среды. По оценкам исследователей, в структуре общего загрязнения окружающей среды на долю ДВС, если учесть загрязнение в процессе добычи нефти, газа и другого сырья и переработки их на моторное топливо, приходится более 1/3 суммарного загрязнения.

Основными составляющими химического загрязнения окружающей среды при работе ДВС являются оксиды азота $NO_x$ (в основном NO и $NO_2$), оксид углерода CO, сероводород $H_2S$, углеводороды $CH_x$ (в том числе полициклические ароматические углеводороды, большинство из которых является канцерогенами), альдегиды RCHO и твердые частицы (ТЧ). К числу ТЧ относят сажу (основной компонент), минеральные частицы из воздуха и топлива (пыль и зола), металлические частицы, образующиеся в процессе износа поверхностей трения цилиндропоршневой группы, компоненты масла, присадок к топливу и т. п., т. е. все, что может быть задержано на фильтрующем материале.

В последнее время все острее становится проблема так называемых парниковых газов. Ярким представителем парниковых газов является углекислый газ $CO_2$, на долю которого относят около половины парникового эффекта.

Экологические показатели ДВС имеют большое значение при выборе их в качестве источников энергии для агрегатов, работающих в изолированных объемах (шахты, рудники, животноводческие помещения, парники и др.) и плохо вентилируемых пространствах (длинные туннели, глубокие открытые карьеры и др.). Поэтому важно уметь правильно оценивать выброс вредных веществ, виброакустическое и тепловое загрязнение от ДВС при работе на различных режимах.

Для оценки токсичности ДВС при работе на различных режимах используют характеристики токсичности. В качестве примера на рис. 5.28 показаны внешние характеристики токсичности карбюраторных двигателей. Оксиды азота и углерода представлены в приведенных к CO количествах (по величинам предельно допустимых концентраций в соответствии с санитарными нормами).

Анализ исследовательских и конструкторских работ по улучшению показателей токсичности ДВС позволил наметить наиболее перспективные направления: уменьшение образования токсичных веществ в цилиндре; разработка способов и устройств для нейтрализации вредных веществ. Наиболее рациональным путем уменьшения загрязняющего воздействия ДВС на окружающую среду является использование способов, уменьшающих образование токсичных веществ. Если же этими способами не удается достичь приемлемого уровня токсичности, то в выпускной системе для поглощения или нейтрализации вредных веществ устанавливают специальные устройства – нейтрализаторы. В этом случае усложняется и удорожается двигатель, а также могут незначительно ухудшиться его эффективные показатели.

Для уменьшения загрязняющего воздействия ДВС на окружающую среду прежде всего необходимо улучшать их экономичность. С уменьшением удельного расхода топлива при прочих равных условиях теоретически пропорционально должно

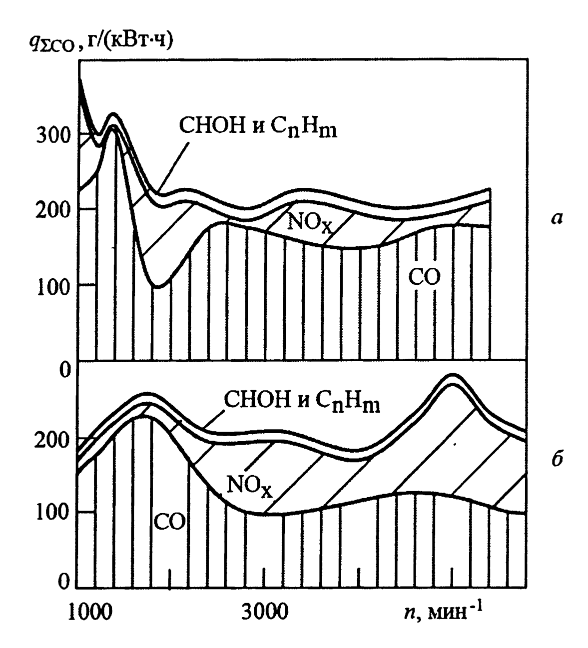



**Рис. 5.28.** Внешние токсические характеристики карбюраторных двигателей: *а* – с полусферической камерой; *б* – с клиновидной камерой сгорания

уменьшаться и количество токсичных компонентов и $CO_2$ в выпускных газах. Однако следует учесть, что с ростом КПД ДВС выделение $NO_x$ может расти более интенсивно, чем уменьшение CO, $CH_x$, твердых частиц и других продуктов неполного сгорания, т. е. повышение экономичности может привести к ухудшению показателей токсичности за счет увеличения выбросов токсичных оксидов азота.

Большие резервы для уменьшения токсичности выпускных газов ДВС предоставляет совершенствование протекания рабочего процесса ДВС. Привлекательность этого пути улучшения экологических характеристик ДВС состоит в том, что улучшение протекания рабочего процесса, как правило, сопровождается и повышением эффективности функционирования ДВС, за исключением большинства средств ограничения выбросов оксидов азота $NO_x$.

Для снижения количества токсичных веществ в продуктах сгорания необходимо улучшать качество смесеобразования и сгорания, обеспечивать работу двигателя на обедненных смесях, снижать объем смеси или топливных факелов в зонах гашения пламени (в пристеночных зонах камеры сгорания), подбирать рациональные в соответствии с режимом работы углы опережения зажигания смеси или впрыскивания топлива, применять рециркуляцию выпускных газов.

Улучшение смесеобразования и сгорания приводит к снижению дымности выпускных газов и содержания в них CO и $CH_x$. Минимальное содержание CO и $CH_x$ в выпускных газах получается при экономичной регулировке карбюратора, т. е. при $\alpha = 1{,}05...1{,}15$. При работе двигателя с регулировкой карбюратора температура сгорания достаточно высокая и в зоне продуктов сгорания имеется большое количество свободного кислорода. По этим причинам в выпускных газах наблюдается максимальное содержание $NO_x$ (соответствует $\alpha = 1{,}15$). В связи с этим

для уменьшения образования основных токсичных компонентов $NO_x$, CO и $CH_x$ в двигателях с принудительным воспламенением смеси (карбюраторных и с впрыскиванием бензина) полезно применять расслоение смеси, при котором на первом этапе (в зоне расположения свечи) сгорание происходит в зоне с обогащенной смесью, а на втором этапе – в зоне с обедненной смесью ( в основном объеме камеры сгорания). Эта же идея расслоения заряда лежит и в основе создания процесса в двигателях с принудительным зажиганием и непосредственным впрыскиванием легкого топлива в цилиндр. При этом появляется возможность ослабить ограничения на детонационные свойства топлива и перейти к качественному регулированию мощности двигателя, исключив в основном диапазоне режимов работы двигателя дроссельную заслонку и отрицательные последствия дросселирования – повышенную работу насосных ходов при прикрытой дроссельной заслонке, а также полностью исключить последствия образования топливной пленки во впускном коллекторе, неизбежной при карбюраторном способе образования или при центральном впрыскивании легкого топлива.

Эта концепция развития бензиновых двигателей, работающих на ультрабедных смесях с повышенными степенями сжатия без детонации, позволит в ближайшее время сделать прорыв в создании эффективных малотоксичных и высокоэкономичных бензиновых двигателей.

Изменение угла опережения зажигания в двигателях с принудительным воспламенением слабо влияет на содержание $CO_2$ и CO в выпускных газах. Концентрация же $CH_x$ при уменьшении угла опережения зажигания уменьшается и лишь при чрезмерно позднем зажигании возможно увеличение $CH_x$. Концентрация $NO_x$ резко снижается при работе двигателя при $\alpha > 1{,}0$ с уменьшением угла опережения зажигания, что, главным образом, связано с уменьшением максимальной температуры цикла. При работе же двигателя при $\alpha < 1{,}0$ образование $NO_x$ ограничивается недостатком свободного кислорода в зонах сгоревшей смеси. По этой причине концентрация $NO_x$ практически не меняется с изменением угла опережения зажигания.

Таким образом, в двигателях с принудительным воспламенением смеси можно существенно уменьшить токсичность выпускных газов, подбирая рациональные состав смеси и угол опережения зажигания.

В дизелях средняя по объему камеры температура сгорания ниже, чем в двигателях с принудительным зажиганием. Однако локальные температуры в камере сгорания достаточно высокие, что в условиях большого избытка кислорода способствует образованию $NO_x$. Поэтому при одном и том же коэффициенте избытка воздуха в зависимости от качества протекания смесеобразования содержание $NO_x$, одного из основных токсичных компонентов в выпускных газах, может существенно изменяться. Для уменьшения содержания $NO_x$ в выпускных газах дизеля следует выравнивать распределение температуры по объему камеры и снижать среднемассовую температуру. Эффективным средством выравнивания распределения температуры по объему камеры сгорания является турбулизация воздушного заряда и улучшение распределения топлива по объему камеры сгорания (повышение давлений впрыскивания и оптимизация распределения топливных факелов по объему). Характерно, что это мероприятие не скажется на термодинамическом совершенстве цикла, так как термодинамический КПД однозначно определяется величиной среднемассовой температуры.

Снижению среднемассовой температуры заряда во время горения способствует рециркуляция отработавших газов и охлаждение воздушного заряда на впуске или внутреннее охлаждение в цилиндре (например, реализация цикла Миллера).

Другой токсичный компонент в выпускных газах – сажа – образуется в зонах камеры сгорания с сильно переобогащенной смесью в результате термического распада топлива под действием высокой температуры. Сажа загрязняет легкие человека, но главная ее опасность состоит в том, что она является адсорбентом других токсичных веществ, в том числе ПАУ, например, бенз(а)пирена, являющегося сильнейшим канцерогеном. Тем самым сажа увеличивает продолжительность воздействия опасных веществ на организм человека. В процессе расширения происходит частичное выгорание сажи. В отличие от дизелей в двигателях с принудительным воспламенением сажа образуется в ничтожных количествах. И только при переходе к непосредственному впрыскиванию бензина в цилиндр вероятность возникновения сажи увеличивается.

Таким образом, содержание сажи в выпускных газах дизелей можно существенно снизить, ограничивая ее образование и содействуя ее выгоранию в процессе расширения путем улучшения смесеобразования и сгорания.

В цилиндрах дизелей образуются также альдегиды, следствием чего является неприятный раздражающий слизистые оболочки запах выпускных газов. Альдегиды образуются в период протекания холоднопламенных реакций, который предшествует основному периоду сгорания, а также в конце расширения и при выпуске. В эти периоды цикла образованию альдегидов способствует масляная пленка на зеркале цилиндра и подтекание из форсунки топлива (вялое завершение впрыскивания топлива).

Дизели с разделенными камерами сгорания (предкамерные и вихрекамерные) менее токсичны, чем дизели с неразделенными камерами сгорания, так как в них органически реализуются принципы расслоения заряда и повышенной турбулизации, способствующие уменьшению выброса оксидов азота $NO_x$. Однако вследствие повышенных тепловых и гидравлических потерь они менее экономичны, поэтому их применение рационально только там, где экологические требования являются решающими.

Для уменьшения образования при сгорании оксидов азота в двигателях всех типов широко используют рециркуляцию отработавших газов, т. е. подачу части выпускных газов во впускную систему двигателя. При этом в карбюраторных двигателях, чтобы не нарушать дозирование смеси карбюратором и избежать образования в нем отложений, выпускные газы подают во впускную систему в пространство за дроссельной заслонкой. Количество рециркулируемых газов изменяется от 10 до 50 % при переходе от режимов с полной нагрузкой к режимам холостого хода. При рециркуляции уменьшается наполнение цилиндра, растет теплоемкость заряда, что приводит к снижению температуры в цилиндре, а следовательно, к снижению содержания $NO_x$ в выпускных газах. Эффективность рециркуляции выше при работе ДВС на малых нагрузках. При рециркуляции газов вследствие разбавления свежего заряда продуктами сгорания реакции горения протекают с меньшими скоростями, в результате чего происходит некоторое увеличение концентрации CO и $CH_x$ в выпускных газах и незначительное ухудшение экономичности.

Углеводороды $CH_x$ образуются в зонах камеры сгорания с невысокой температурой (пристеночные зоны), с чрезмерно обогащенной или обедненной смесью, а

также при пропусках воспламенения смеси и при испарениях топлива и масла. Количество углеводородов, выбрасываемых в атмосферу, сравнительно невелико, за исключением двухтактных двигателей с внешним смесеобразованием и большими коэффициентами продувки. При неблагоприятных условиях несгоревшие углеводороды образуют смог. Уменьшение содержания углеводородов в выпускных газах достигается обеспечением герметичности топливной аппаратуры и полноты сгорания, ликвидацией пропусков сгорания, выбором конструкции камеры сгорания. Для понижения концентрации $CH_x$ в выпускных газах часто используют термические нейтрализаторы, в которых организуется догорание несгоревших углеводородов $CH_x$, CO и $H_2$.

В термических нейтрализаторах обезвреживание газов состоит в окислении при высоких температурах CO и $CH_x$. При невысоких температурах (150...200 °C) в термических нейтрализаторах при $\alpha > 1{,}0$ происходит преобразование NO в $NO_2$, поскольку токсичность $NO_2$ существенно ниже, чем токсичность NO. Термические нейтрализаторы выполняют в виде теплоизолированных камер сгорания и устанавливают в выпускной системе по возможности ближе к выпускным каналам двигателя.

В каталитических нейтрализаторах для ускорения протекания окислительных или восстановительных реакций применяют катализаторы, в качестве которых используют металлы или их оксиды: платину, палладий, оксиды меди, никеля и др. Выпускные газы пропускают через слой катализатора. Наличие сажи в выпускных газах приводит к забиванию катализатора. Для избежания этого устанавливают сажевые фильтры перед нейтрализатором или периодически выжигают сажу в нейтрализаторе. Опасен для каталитических нейтрализаторов свинец, дезактивирующий нейтрализатор, и сера. Поэтому при применении каталитических нейтрализаторов в двигателях используют неэтилированные бензины с низким содержанием серы.

В жидкостных нейтрализаторах токсичные вещества растворяются или связываются при их прохождении через воду или водные растворы определенных веществ. После прохождения через эти нейтрализаторы выпускные газы содержат жидкость, которая удаляется в специальных фильтрах. В жидкостных нейтрализаторах задерживается до 60...80 % сажи и около 30 % $NO_x$. Жидкостные нейтрализаторы громоздки и требуют частой смены фильтрующей жидкости.

В настоящее время наибольшее распространение получили трехкомпонентные нейтрализаторы. Они позволяют достичь высокой степени очистки выпускных газов по CO, $CH_x$, $NO_x$, но для их функционирования необходима точная регулировка коэффициента избытка воздуха в окрестности $\alpha = 1{,}0$ (стехиометрическая смесь). С этой целью в выпускной системе двигателя устанавливается специальный датчик ($\lambda$-зонд), реагирующий на содержание кислорода в выпускной системе. У этого датчика, представляющего собой элемент из порошка диоксида циркония $ZrO_2$, используется сильная зависимость ЭДС твердотельного гальванического элемента $ZrO_2$ от концентрации кислорода. Сигналы об изменении концентрации кислорода (состава смеси) передаются в блок электронного управления, который формирует управляющее воздействие на исполнительный механизм привода дроссельной заслонки электронного карбюратора или на элементы дозирования электронной системы впрыскивания топлива. В результате двигатель работает на стехиометрической смеси, обеспечивая приемлемую экономичность и минимальные выбросы после нейтрализатора CO, $NO_x$ и $CH_x$.

Установка нейтрализаторов в выпускной системе ДВС увеличивает гидравлическое сопротивление системы, что приводит к некоторому ухудшению экономичности двигателя.

Удаление картерных газов во впускную систему позволяет заметно снизить выброс токсичных газов в атмосферу: 0...40 % $CH_x$, 5...25 % $NO_x$ и 10...25 % CO.

Улучшить экологические характеристики ДВС можно путем подбора топлива. Например, при замене бензина на газ существенно понижается токсичность выпускных газов и содержание в них $CO_2$. Благоприятно сказывается на показателях токсичности ДВС перевод их на спирты и эфиры. Особенно перспективно применение в двигателях метанола и диметилэфира, которые можно получать не только из газа, каменного угля, но и из биомассы.

Для уменьшения токсичности выпускных газов двигателей широко используют различные присадки к топливу, например антидымные присадки к дизельному топливу.

Как отмечалось ранее, экологические показатели ДВС зависят от уровня шума, создаваемого им при работе. Под шумом ДВС понимают интенсивность акустического излучения, воспринимаемого наблюдателем. В работающем двигателе первопричиной акустического излучения является рабочий процесс, перекладка поршней, выборки с ударами зазоров в сопряжениях передач, акустический шум на выпуске и впуске и др. Уменьшить уровень шума можно, применяя конструкционные материалы с повышенным уровнем вибропоглощения ( пластмассы, композиционные и многослойные материалы), правильно выбирая расположение ребер жесткости и опор, минимизируя зазоры в сопряжениях, подверженных знакопеременным нагрузкам (поршень – цилиндр, шестеренчатые и цепные передачи и др.). В отдельных случаях двигатель помещают в изолированную капсулу, не контактирующую с его поверхностью.

Двигателестроительные организации активно работают над непрерывным улучшением экологических характеристик ДВС.

## Тенденции развития ДВС

Циклический характер работы ДВС – один из его недостатков, но вместе с тем благодаря ему в ДВС реализуются высокие температуры и давления, которые до настоящего времени недостижимы для тепловых двигателей других типов. Использование рабочего тела при высоких температурах и давлениях обусловливает наиболее высокую экономичность ДВС. Действительно, среди тепловых двигателей дизели преобразуют химическую энергию топлива с наивысшим КПД, достигшим в отдельных образцах величины 0,55–0,57. Дизели примерно на 30 % экономичнее карбюраторных двигателей, а энергозатраты на производство дизельного топлива почти на 10 % меньше, чем энергозатраты на производство высококачественного бензина. Если же учесть такие качества дизеля, как возможность создания установок с агрегатной мощностью 40...45 тыс. кВт, перспективы увеличения удельной мощности путем применения различных схем наддува, а также меньшую по сравнению с карбюраторными двигателями токсичность выпускных газов, то становятся ясными причины все более широкого применения дизелей. При этом важно отметить, что перспективы дальнейшего роста показателей качества дизелей далеко не исчерпаны. Дизели нового поколения имеют следующие неотъемлемые черты: высокий регулируемый наддув с промежуточным охлажде-

нием наддувочного воздуха; эффективные аккумуляторные системы впрыскивания топлива с электронным управлением форсунками, обеспечивающие многоразовый впрыск с давлениями 160 МПа и более, с требуемыми характеристиками предварительных, основных и дополнительных фаз впрыска; регулируемую двух- и трехступенчатую конфигурацию впускного трубопровода, обеспечивающую эффективное воздухоснабжение по внешней характеристике; агрегаты наддува с возможностью регулирования турбин и компрессоров; переменные управляемые фазы газораспределения; центрально расположенные форсунки с электронным управлением; высокие параметры цикла; низкий уровень механических потерь; систему рециркуляции охлаждаемых выпускных газов; гибкую интегрированную систему электронного управления топливоподачей, воздухоснабжением и системой нейтрализации выпускных газов, что обеспечивает высокую эксплуатационную топливную экономичность и требуемые характеристики по токсичности выпускных газов и уровню виброакустического излучения. Поскольку в дизелях 40...45 % теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, уносится с выпускными газами и рассеивается в окружающем пространстве теплообменниками системы охлаждения, то широко применяются (особенно в судовых, тепловозных и стационарных двигателях) различные системы вторичного использования теплоты (силовые газовые турбины, расширительные машины других типов и др.). В комбинированных силовых установках с дизелем и системами вторичного использования теплоты коэффициент использования теплоты достигает 80...90 %. По-прежнему актуальным остается создание двигателей с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела, предельным случаем которых является так называемый адиабатный двигатель.

В последнее время существенно вырос КПД бензиновых двигателей нового поколения с распределенным впрыскиванием топлива во впускной трубопровод и с непосредственным впрыскиванием бензина в цилиндр. Повышение экономичности было достигнуто благодаря переходу на четырехклапанное газораспределение, повышению турбулентности заряда в цилиндре, повышению степени сжатия двигателей до 10,5–12,0, применению управляемых фаз газораспределения (в первую очередь, момента закрытия впускных клапанов), расширению пределов эффективного обеднения смеси и переходу на качественное регулирование мощности (двигатели с впрыскиванием топлива непосредственно в цилиндр). Кроме повышения экономичности бензиновых двигателей, в последние годы достигнуто значительное (на 90...95 %) снижение токсичных выбросов с отработавшими газами. Это было обеспечено прежде всего массовым внедрением электронных систем впрыска бензина, микропроцессорных систем управления рабочими процессами с обратной связью, поддерживающих в так называемых стехиометрических двигателях состав смеси в узких пределах ($\alpha$ = 0,995...1,005), либо в двигателях с непосредственным впрыскиванием в цилиндр, обеспечивающих изменение коэффициента избытка воздуха в широких пределах ($\alpha$ = 0,9...3,5).

Эксплуатационная экономичность транспортных двигателей повышается, если их мощность используется в условиях максимальной загрузки. С этой целью создаются двигатели с отключением части цилиндров при уменьшении загрузки. Для уменьшения механических потерь на отдельных режимах отключают водяные насосы, вентиляторы и другие агрегаты.

Эксплуатационный расход топлива ДВС можно существенно уменьшить, применяя интегрированные электронные схемы управления двигателем и всей сило-

вой установкой машины, в составе которой работает двигатель. Такие системы оптимизируют не только работу двигателя и систем нейтрализации выпускных газов, но и совместную работу двигателя и автоматической коробки передач, обеспечивают поддержание наиболее рациональной скорости движения автотранспортного средства, выполняют непрерывное бортовое диагностирование технического состояния двигателя и его систем.

Основным способом увеличения удельной мощности двигателей всех типов является повышение давления воздуха на входе в цилиндр. Поэтому большое внимание уделяется совершенствованию систем воздухоснабжения, созданию сложных регулируемых систем наддува, совершенствованию агрегатов наддува, повышению их КПД, улучшению и согласованию их характеристик с характеристиками двигателя.

Наряду с повышением экономичности и улучшением экологических характеристик ДВС весьма актуальной задачей является расширение сортамента применяемых видов топлива и улучшение его качества. Прежде всего речь идет о широком использовании двигателями природного и попутного газов. При работе на газовом топливе уменьшается выброс в атмосферу токсичных веществ и примерно вдвое сокращается выброс углекислого газа $CO_2$.

Следует отметить возможность более широкого использования синтетического топлива, получаемого из угля и горючих сланцев как промышленным способом, так и на борту транспортных средств в специальных газогенераторах. Продолжаются работы по использованию в дизелях угольных суспензий.

Запасы газа, нефти, каменного угля и сланцев не возобновляются, поэтому наибольший интерес представляет топливо из возобновляемых источников, такое, как биогаз, спирты (этанол, метанол), эфиры, растительные масла. Исследования работы ДВС на спиртовом и спиртосодержащем топливе позволили установить, что меньшая теплота сгорания спиртосодержащего топлива компенсируется более высоким КПД двигателя, достигаемым повышением степени сжатия.

Характерно, что двигатели с принудительным воспламенением, работающие на спиртовом топливе, например на метаноле, имеют лучшие экологические характеристики: меньшие выбросы оксида углерода CO и углеводородов $CH_x$ вследствие возможности работы на обедненных смесях, а пониженная температура продуктов сгорания способствует меньшим выбросам с выпускными газами оксидов азота.

Значительный интерес в качестве моторного топлива представляет диметиловый эфир $CH_3OCH_3$. Его можно получать из веществ, содержащих углерод (угля, природного газа и биомассы). Технологический процесс получения диметилового эфира аналогичен процессу получения метанола. Уникальность этого топлива, близкого по своим физическим свойствам к сжиженному газу (пропан-бутану), заключается в том, что его можно применять в дизелях практически без модернизации. При этом работа дизеля характеризуется низким уровнем шума, минимальным уровнем выбросов сажи, низким уровнем выбросов оксидов азота, углеводородов. Немногие альтернативные виды топлива обладают аналогичными положительными экологическими характеристиками. И только по одному компоненту диметиловый эфир уступает другим видам топлива – по выбросам CO. Впрочем, этот компонент в выпускных газах на 85...90 % устраняется нейтрализатором в выпускной системе.

С точки зрения теплотворной способности и эмиссии токсичных компонентов в выпускных газах водород является самым лучшим из возможных альтернативных

видов топлива. Проблемы, относящиеся к применению водорода в качестве топлива для ДВС, связаны с его получением, распределением и хранением на борту транспортных средств. Себестоимость способов получения водорода электролизом воды, гидрированием угля, частичным окислением углеводородного топлива в пересчете на энергетическую единицу пока в 2–10 раз выше себестоимости получения природного газа.

Кроме поиска альтернативных видов топлива необходимо отметить и непрерывное повышение требований, предъявляемых к существующему моторному топливу. Обеспечение эффективной работы нейтрализаторов требует применения топлива с низким содержанием серы (не более 50 частей серы на миллион других частей), запрещения использования этилированных бензинов и др.

## 5.2. Двигатели с внешним подводом теплоты

Среди двигателей, разрабатываемых в последние десятилетия, можно выделить двигатель Стирлинга. Хотя впервые он был построен около 200 лет назад, только современные материалы и технологии дали возможность обеспечить его конкурентоспособность с двигателями других типов. Двигатель Стирлинга – это поршневой двигатель внешнего сгорания, идеальный цикл которого описан в главе 1 (см. рис. 1.30, *г*). Он представляет собой замкнутую установку и потому может использовать любой источник теплоты, в том числе ядерный или концентратор солнечной энергии с тепловым аккумулятором. Недостатками его на сегодняшний день являются высокая стоимость и относительно большая удельная масса, но поскольку такие двигатели находятся пока в стадии разработки, возможности совершенствования их далеко не исчерпаны.

Теоретический цикл можно осуществить при движении поршня в цилиндре, как в обычном ДВС. При этом выделяющаяся в процессе сжатия теплота при бесконечно большом коэффициенте теплопередачи через стенки цилиндра передается в окружающую среду. Во время процесса расширения теплота от внешнего подогревателя также через стенки цилиндра подводится к рабочему телу так, что температура последнего остается постоянной. Однако такая схема неприемлема по двум причинам. Во-первых, невозможна регенерация теплоты и, во-вторых, неизбежны значительные ее потери при циклическом изменении температуры стенок цилиндра. В результате КПД двигателя оказывается значительно ниже теоретического.

Роберт Стирлинг решил эту проблему, введя в цилиндр дополнительный поршень, называемый вытеснителем. Этот поршень перемещает рабочее тело из одного конца цилиндра в другой через расположенные вне цилиндра теплообменники (рис. 5.29). При этом затрачивается очень небольшая работа, так как давление по обе стороны вытеснительного поршня практически одинаково. Кроме того, вытеснительный поршень выполняет функцию теплового барьера между горячей и холодной полостями цилиндра, вследствие чего головка цилиндра постоянно находится под воздействием высокой температуры, а противоположный конец – под воздействием низкой температуры. Таким образом, полный цикл теоретически можно осуществить без потерь теплоты на нагревание и охлаждение стенок цилиндра, обладающих определенной теплоемкостью.

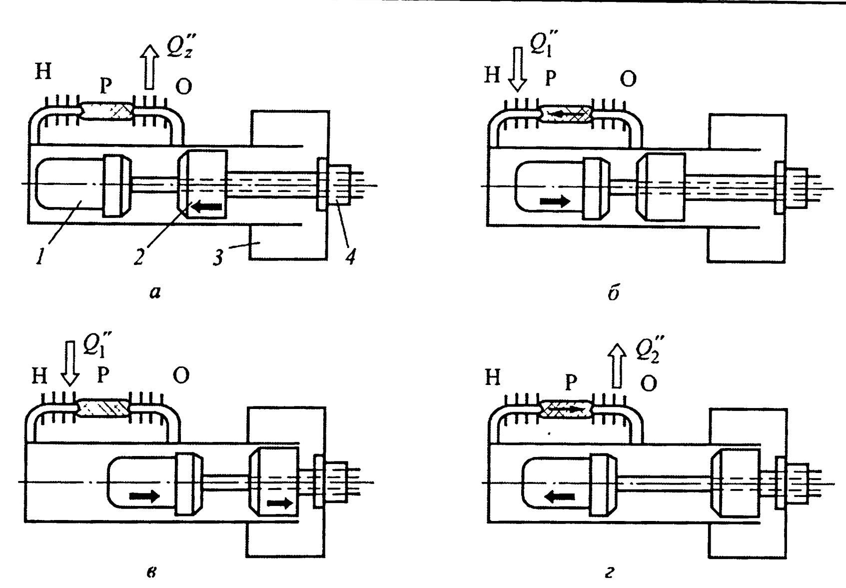



**Рис. 5.29.** Схема и принцип работы двигателя Стирлинга

Холодное рабочее тело сжимается рабочим поршнем *2*, движущимся влево (рис. 5.29, *а*), а вытеснительный поршень *1* в это время остается неподвижным. Затем вытеснительный поршень при неподвижном рабочем поршне начинает двигаться вправо, вытесняя газ в горячую полость через регенератор Р и нагреватель Н (рис. 5.29, *б*). При расширении нагретого газа рабочий и вытеснительный поршни движутся вместе вправо (рис. 5.29, *в*), причем работу совершает только рабочий поршень, поскольку давление по обе стороны вытеснительного поршня практически одинаково. Когда вытеснительный поршень при неподвижном рабочем поршне движется влево (рис. 5.29, *г*), вытесняя рабочее тело через регенератор и охладитель О в холодную полость, происходит отвод теплоты к холодному источнику.

Двигатель может иметь буферную полость *3* и уплотнение *4*, отделяющее буферную полость от окружающей среды. Назначение буферной полости – уменьшить давление на подшипники в тактах сжатия и расширения. Поскольку двигатель Стирлинга работает по замкнутому циклу, давление в рабочей полости может на порядок превышать давление в цилиндрах обычных ДВС. Поэтому в такте расширения не вся мощность, действующая на днище поршня, передается подшипникам, а частично затрачивается на сжатие газа в буферной полости. Работа, затраченная на сжатие газа в буферной полости, возвращается в цикл (в идеальном случае полностью) в такте сжатия рабочего тела. При этом опять же разгружаются подшипники двигателя. Чем больше объем буферной полости, тем меньшее изменение давления в ней происходит при работе двигателя.

Приведенный идеальный рабочий цикл может быть осуществлен при следующих допущениях. 1. Все процессы, образующие цикл, обратимы. 2. Теплообмен между стенками цилиндра и рабочим телом бесконечно велик. 3. Во время процессов сжатия и расширения вся масса рабочего тела находится в соответствующих полостях, т. е. пренебрегают наличием так называемых вредных объемов в каналах теплообменников, соединительных трубопроводах, зазорах цилиндров.

4. Поршни совершают прерывистое движение (что на самом деле невозможно).
5. Имеет место идеальная регенерация теплоты: коэффициенты теплоотдачи бесконечно велики так же, как и теплоемкость насадки регенератора. При этом для описания отдельных процессов и цикла в целом можно использовать стандартные термодинамические соотношения.

*Сжатие a – c:*
давление в конце процесса $p_c = p_a v_a / v_c = p_a \varepsilon$, где $\varepsilon$ – степень сжатия;
$T_a = T_c$ – температура в конце процесса;
$l_c = q_2 = p_a v_a \ln \varepsilon = RT_a \ln \varepsilon$ – удельная работа процесса.

*Нагрев в регенераторе c – z:*
$q_{\text{рег}} = c_v(T_z - T_c)$ – количество передаваемой теплоты;
$p_z = p_c T_z / T_c = p_c \vartheta$ – давление в конце процесса.

*Расширение z – b:*
$p_b = p_z v_z / v_b = p_b \varepsilon$ – давление в конце процесса;
$T_z = T_b$ – температура в конце процесса;
$l_p = q_1 = p_z v_z \ln \varepsilon = RT_z \ln \varepsilon$ – удельная работа процесса.

*Регенеративное охлаждение:*
$q_{\text{рег}} = c_v(T_z - T_c)$ – количество передаваемой теплоты;
$p_a = p_b T_b / T_a = p_c \vartheta$ – давление в конце процесса.

*Удельная работа и КПД цикла:*
$l_{\text{ид}} = \mathrm{R} \ln \varepsilon\, (T_z - T_a) = RT_a \ln \varepsilon\, (\vartheta - 1)$;

$$\eta_{\text{ид}} = \frac{RT_z \ln \varepsilon - RT_a \ln \varepsilon}{RT_z \ln \varepsilon} = 1 - \frac{1}{\vartheta}.$$

Таким образом, удельная работа идеального цикла монотонно растет с увеличением степени сжатия, а КПД при любой степени сжатия равен КПД цикла Карно.

Цикл реального двигателя, однако, существенно отличается от идеального. Во-первых, процесс подвода теплоты в регенераторе и нагревателе существенно отличается от $T$ = const и приближается к процессу $v$ = const в начальной стадии процесса и к процессу $p$ = const в конце. Линия расширения газа на значительном участке стремится к адиабате. То же можно сказать и о процессе отвода теплоты, хотя здесь отклонение от изотермы при приемлемых размерах теплообменника может быть меньшим из-за меньшего теплового потока. Поэтому в качестве прототипа действительного цикла двигателя Стирлинга можно рассматривать один из циклов, представленных на рис. 5.30 (сплошные линии).

Во-вторых, реальное значение степени регенерации меньше единицы, хотя здесь оно выше, чем в машинах непрерывного действия, например ЗГТУ. Причина этого состоит в том, что при пульсирующем движении газа в каналах теплообменников, что имеет место в двигателях с периодическим подводом теплоты, коэффициенты теплоотдачи существенно увеличиваются и размеры регенератора оказываются приемлемыми при $\varepsilon = 0{,}95...0{,}98$. При высоких значениях степени регенерации максимальные значения КПД достигаются при небольших степенях сжатия $\varepsilon = 1{,}5...2$,

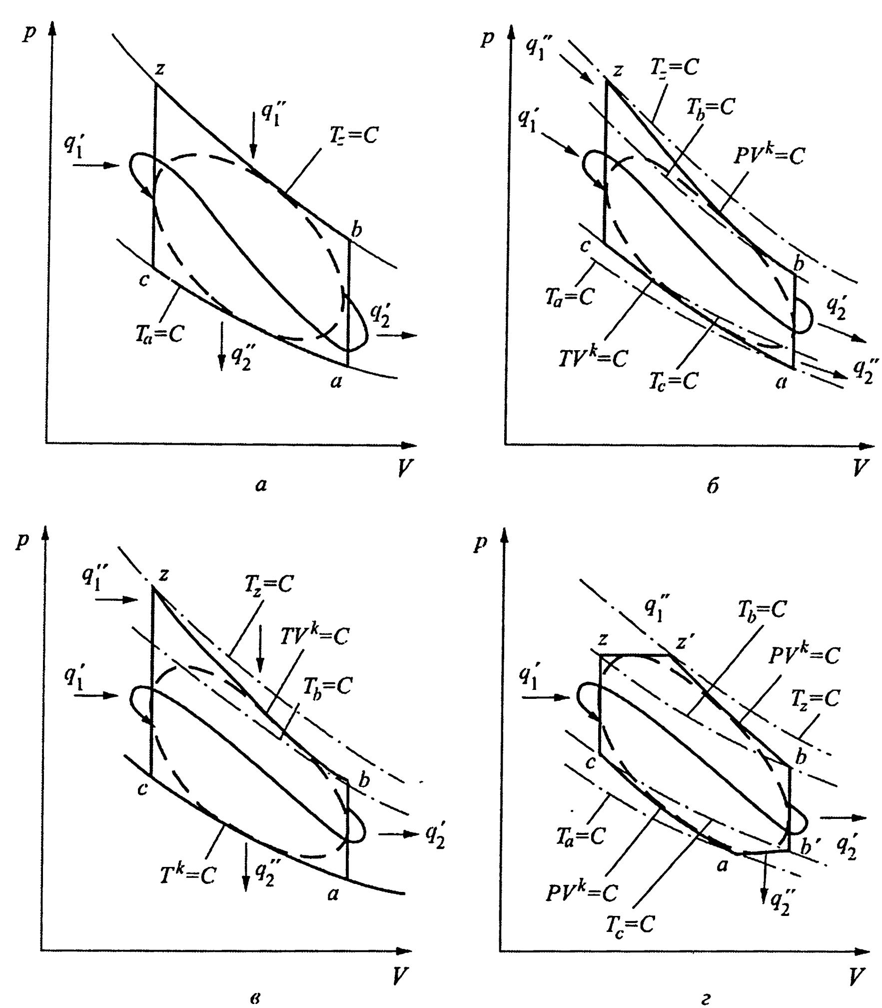



**Рис. 5.30.** Варианты условного изображения действительного цикла Стирлинга (действительный цикл – штриховые линии, моделирующий цикл – сплошные линии):
*а* – теоретический цикл Стирлинга; *б* – замена изотермического расширения адиабатным и изотермического сжатия процессом $TV^k$ = const; *в* – замена изотермического расширения процессом $TV^k$ = const и изотермического сжатия процессом $T^k$ = const; *г* – комбинированный подвод и отвод теплоты при $V$ = const и $p$ = const, процессы сжатия и расширения – адиабатные

что выгодно отличает двигатель Стирлинга от обычных поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Третьим отличием реального двигателя от идеального является невозможность осуществить прерывистое движение поршней. При непрерывном движении поршней изменение давления в цилиндре таково, что переход от одного процесса к другому осуществляется плавно, углы цикла срезаются и он приобретает округлую форму (см. рис. 5.30, штриховые линии). Наконец, при расчете реального двигателя необходимо учитывать наличие так называемого вредного пространства (или

объема), который здесь значительно больше, чем в поршневых двигателях внутреннего сгорания, поскольку в двигателе Стирлинга часть рабочего тела находится в неизменяемых объемах нагревателя $V_н$, регенератора $V_р$ и охладителя $V_о$ и соединительных каналов.

Наличие внешних по отношению к цилиндрам объемов приводит к тому, что в процессе расширения $z$–$b$ средняя температура газа в замкнутом объеме двигателя будет ниже $T_z$, а в процессе сжатия $a$–$c$ выше $T_a$. Влияние «вредного» пространства при расчете цикла может быть учтено, если вместо температур $T_z$ и $T_a$ использовать условные значения температур $T_{max}$ и $T_{min}$, определенные с учетом «вредного» пространства.

В любой момент времени масса газа $G$ в цилиндре двигателя сохраняется неизменной, т. е.

$$G = G_о + G_х + G_н + G_г + G_р,$$

где последовательно перечислены массы газа, находящиеся в охладителе, холодной полости цилиндра, нагревателе, горячей полости цилиндра и полости регенератора. Используя уравнение состояния идеального газа и принимая, что давление газа во всех полостях в данный момент времени одинаково, получим

$$V / T = V_{хол} / T_a + V_{гор} / T_z + V_о / T_a + V_р / T_р + V_н / T_н,$$

где $V$ – суммарный объем всех полостей двигателя и $T_р$ – средняя температура газа в полости регенератора. Значения $V_{хол}$ и $V_{гор}$ – текущие значения объемов холодной и горячей полостей, а потому переменны во времени, вследствие чего переменна во времени и величина $V$.

Объем «вредного» пространства

$$V_в = V_о + V_р + V_н + V_{г\,min} + V_{х\,min} \approx V_о + V_р + V_н.$$

Поскольку цилиндров два, отнесем значения объемов к максимальному объему одного из них, например к $V_{г\,max}$. Обозначим $r_i = V_i / V_{г\,max}$. Отсюда для любого момента цикла средняя температура рабочего тела в двигателе

$$T = r / (r_х / T_a + r_г / T_z + r_о / T_a + r_р / T_р + r_н / T_z) = r / (r_х / T_a + r_г / T_z + A'),$$

где $r$ – относительный суммарный объем всех полостей двигателя; $A' = r_о / T_a + r_р / T_р + r_н / T_z$ не зависит от времени.

Используя относительные значения объемов, запишем уравнение для средней температуры в любой момент времени цикла:

$$T = \frac{r_в + r_х + r_г}{r_х / T_a + r_г / T_z + A'}.$$

Для характерных моментов цикла уравнения средней температуры рабочего тела при учете объема «вредного» пространства примут вид

$$T_a' = \frac{r_в + r_{x\,max}}{r_{x\,max}/T_a + A'};$$

$$T_c' = \frac{r_в + r_{x\,max} - r_h}{(r_{x\,max} - r_h)/T_a + A'};$$

$$T_z' = \frac{1 + r_в - r_h}{(1 - r_h)/T_z + A'};$$

$$T_b' = \frac{1 + r_в}{1/T_z + A'}.$$

Изменение температуры газа в регенераторе может быть принято линейным.

Очевидно, что в этом случае температура $T_a' \neq T_c'$ и $T_z' \neq T_b'$. Если принять, например, значения $r_р = 0{,}62$, $r_н = 0{,}23$ и $r_о = 0{,}15$ (т. е. «вредный» объем принимается равным максимальному объему горячей полости), получим данные, приведенные в табл. 5.2.

*Таблица 5.2*

| $T_a$, K | ε | $k$ | $T_z$, K | $T_a'$, K | $T_c'$, K | $T_z'$, K | $T_b'$, K |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 333 | 1,5 | 1,6 | 700 | 397 | 443 | 530 | 580 |
| – | – | – | 1100 | 431 | 513 | 680 | 785 |
| – | – | – | 1150 | 545 | 565 | 810 | 970 |

Как следует из данных таблицы, наличие «вредного» пространства значительно сужает температурный диапазон цикла. В результате уменьшаются удельная работа и КПД. С учетом «вредного» пространства удельная работа цикла может уменьшиться в 3–4 раза по сравнению с идеальным циклом.

В двигателе Стирлинга можно использовать любой газ в качестве рабочего тела, однако наиболее благоприятно использование легких газов – водорода и гелия, обладающих наилучшими теплофизическими свойствами. Их отличает высокая теплопроводность, обеспечивающая высокие коэффициенты теплоотдачи в теплообменниках, малая вязкость (особенно у водорода), уменьшающая гидравлические потери при продвижении газа через теплообменники, высокая теплоемкость, увеличивающая удельную работу. Водород, однако, взрывоопасен и способен к диффузии через стенки. Гелий, в свою очередь, можно использовать при работе с ядерным реактором, он инертен к конструкционным материалам, но требует объема рабочей полости на 40 % больше по сравнению с водородом, поэтому при его применении целесообразны меньшие степени регенерации. Максимальное давление рабочего тела в двигателях принимают от 7 до 20 МПа. Применение воздуха в качестве рабочего тела приводит к меньшим значениям удельной мощности и снижению КПД. Однако низкая стоимость и высокая надежность таких двигателей сохраняют воздух в числе используемых газов.

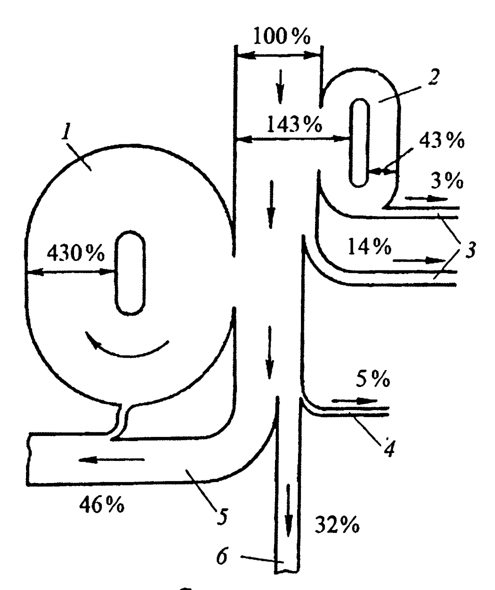



**Рис. 5.31.** Тепловой баланс двигателя Стирлинга:
*1* – тепловой поток в регенераторе; *2* – тепловой поток в подогревателе воздуха; *3* – тепловые потери в подогревателе воздуха и с дымовыми газами; *4* – механические потери; *5* – теплота, отводимая в систему охлаждения; *6* – полезная работа

В двигателях внешнего сгорания при работе на органическом топливе невозможно передать рабочему телу всю теплоту, полученную от сжигания топлива. Значительная ее часть уносится дымовыми газами, которые в процессе передачи теплоты невозможно охладить до температуры более низкой, чем температура рабочего тела в конце процесса регенерации. На рис. 5.31 приведен пример теплового баланса двигателя Стирлинга. Подведенное количество теплоты принято за 100 %. Поступающий к внешней камере сгорания воздух перед камерой сгорания подогревается дымовыми газами. В некоторых конструкциях этот подогрев принимают достаточно высоким (до 1500 К). В свою очередь, продукты сгорания проходят нагреватель, где отдают теплоту рабочему телу, и подогреватель атмосферного воздуха. Обычно, исходя из требований охраны окружающей среды, до половины (в данном примере 43 %) всего количества продуктов сгорания может быть возвращено в камеру сгорания (рециркулированно), что приводит к снижению максимальной температуры и к уменьшению концентрации оксидов азота в отработавших газах. Поскольку подача в камеру горячего газа требует от вентилятора дополнительной мощности, камеры сгорания должны работать при давлении, близком к атмосферному. В приведенном примере потери теплоты с дымовыми газами составляют 14 % и еще 3 % теплоты безвозвратно теряется в подогревателе.

Остальная теплота распределяется следующим образом: 46 % отводится от рабочего тела водой в газоохладителе, 5 % составляют механические потери и 32 % превращается в механическую работу. Необходимо отметить высокий уровень теплового потока в регенераторе (430 %), превышающий более чем в 4 раза подводимую теплоту и соответственно в 9 и 12 раз теплоту, отводимую в газоохладителе, и полезную работу двигателя.

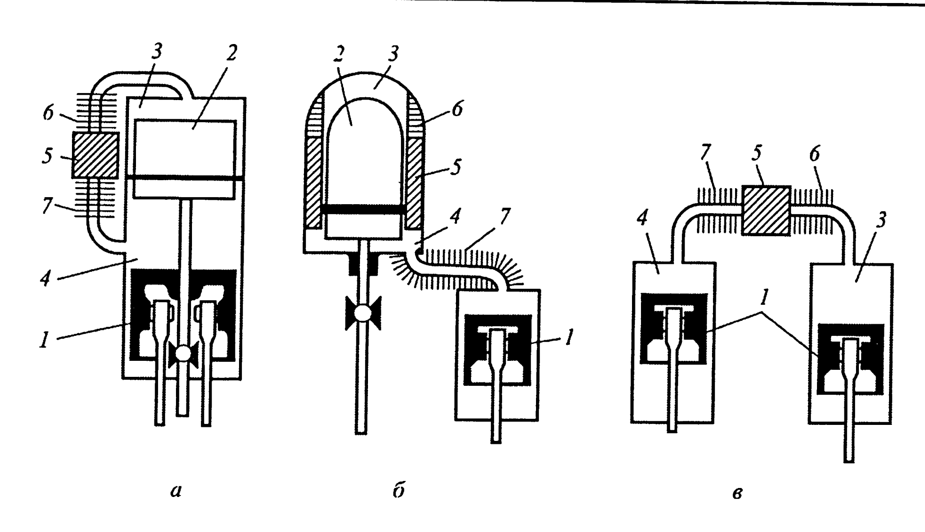



**Рис. 5.32.** Основные схемы двигателей Стирлинга одностороннего действия: с рабочим и вытеснительным поршнями в одном (*а*) и двух (*б*) цилиндрах, с двумя рабочими поршнями (*в*): *1* и *2* – рабочий и вытеснительный поршни; *3* и *4* – горячая и холодная полости; *5* – регенератор; *6* – нагреватель; *7* – газоохладитель

Предпринимаются попытки уменьшить потери теплоты с дымовыми газами до 10 и даже до 5%. В то же время значительная тепловая нагрузка в системе охлаждения и чувствительность КПД к повышению минимальной температуры газа являются главными препятствиями к применению двигателей Стирлинга на транспортных средствах.

Двигатели Стирлинга по принципу действия подразделяют на двигатели одностороннего (простого) и двойного действия. В первом случае горячая и холодная полости, соединяемые теплообменниками, могут находиться в одном или в двух цилиндрах. В одноцилиндровых двигателях (рис. 5.32, *а*) предусмотрены два поршня, рабочий и вытеснительный, а в двухцилиндровых в каждом цилиндре находится один поршень, рабочий и вытеснительный (рис. 5.32, *б*), или два рабочих (рис. 5.32, *в*). Каждая из компоновок представляет собой самостоятельный модуль, из каковых может быть собрана многоцилиндровая конструкция, передающая мощность на общий коленчатый вал или другой механизм.

Одноцилиндровый двигатель вытеснительного типа имеет по сравнению с двухцилиндровым меньший мертвый объем. Кроме того, вытеснительный и рабочий поршни имеют общую часть рабочего объема цилиндра, что позволяет использовать этот объем более эффективно. К преимуществам двухцилиндровых вариантов можно отнести большую свободу проектировочных решений, кроме того, отпадает проблема уплотнения штока разделительного поршня при прохождении его через рабочий поршень.

Двигатели двойного действия – это многоцилиндровые двигатели, в которых горячие полости последовательно (через ряд теплообменников) соединены с холодными полостями соседнего цилиндра (рис. 5.33). В каждом цилиндре имеется один поршень-вытеснитель, у которого обе стороны выполняют соответствующие функции. Таким образом, общее число поршней сокращается в 2 раза. Это упрощает

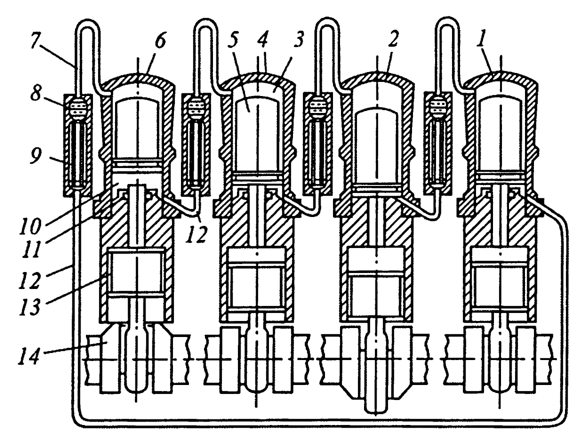



**Рис. 5.33.** Схема двигателя Стирлинга двойного действия:
*1, 2, 4, 6* – цилиндры; *3* – горячая полость; *5* – поршень; *7* – нагреватель; *8* – регенератор; *9* – охладитель; *10* – холодная полость; *11* – уплотнение; *12* – соединительные каналы; *13* – крейцкопф; *14* – коленчатый вал

**Рис. 5.34.** Конструкция двигателя Стирлинга мощностью 0,5 кВт:
*1* – камера сгорания; *2* – горячая полость; *3* – вытеснительный поршень; *4* – регенератор; *5* – газоохладитель; *6* – холодная полость; *7* – рабочий поршень; *8* – компрессор камеры сгорания

кинематическую схему приводного механизма и снижает стоимость двигателя. При этом однако нарушается принцип модульности и вся многоцилиндровая конструкция должна разрабатываться целиком. Все же значительное сокращение числа движущихся частей приводит к тому, что разработки двигателей мощностью выше 15 кВт связаны, как правило, с двигателями двойного действия, тогда как двигатели одностороннего действия имеют преимущество в области малых мощностей. На рис. 5.34 показана конструкция одноцилиндрового двигателя одностороннего действия мощностью 0,5 кВт.

***Теплообменники в двигателях Стирлинга*** в значительной степени определяют совершенство конструкции двигателя в целом. В число теплообменников входят: нагреватель, регенератор, газоохладитель (холодильник) и подогреватель воздуха (если двигатель работает на углеводородном топливе).

Стоимость нагревателя (материалы и изготовление) составляет значительную долю от стоимости двигателя. Для достижения равномерного температурного поля газов, поступающих в цилиндр, камеру сгорания обычно располагают продольно относительно оси цилиндра. Передача теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу осуществляется главным образом путем конвективного теплообмена с обеих сторон теплообменной поверхности, представляющей собой один или два ряда гладких или оребренных трубок. При огневом нагреве при атмосферном давлении из-за малой плотности продуктов сгорания и их низкой скорости коэффициент теплоотдачи с внешней стороны трубок оказывается невысоким, и для увеличения теплового потока задают большую разность температур (до 1000 К) между продуктами сгорания и стенкой. При этом разность давлений по сторонам теплопередающей стенки может достигать 10...20 МПа.

Нагреватель, показанный на рис. 5.35, представляет собой ряд тонкостенных трубок *4*, одним концом приваренных к головке цилиндра *1*, а другим – к головке регенератора *2*, что очень непросто технологически, поскольку материалом для трубок служит коррозионно-стойкая или хромоникелевая сталь. В верхней части трубки объединяются кольцевым сборником *5*, а в нижней имеют ребра *3*, чтобы улучшить теплоотдачу от продуктов сгорания при пониженной разности температур. Рабочая температура материала головки цилиндра должна быть не менее чем на 100 К ниже допустимой.

В двигателе внешнего сгорания возможно применение непрямого способа нагрева: когда источники нагрева (Солнце, ядерный реактор, печь для сжигания сельскохозяйственных отходов) расположены отдельно, а промежуточными теплоносителями являются, например, жидкие металлы (Na, эвтектика K+Na). Последние обеспечивают высокий коэффициент теплоотдачи снаружи труб и равномерный нагрев рабочего тела. Для переноса теплоты можно использовать также тепловые трубы.

***В газоохладителях*** для отвода теплоты, как правило, используют воду. Применение воздуха целесообразно только в установках малой мощности. Поэтому в охладителе коэффициент теплопередачи определяется теплоотдачей от газа к стенке, т. е. условиями внутреннего конвективного теплообмена. Элементом теплообменной поверхности обычно являются трубки диаметром 1,5...3 мм, при этом

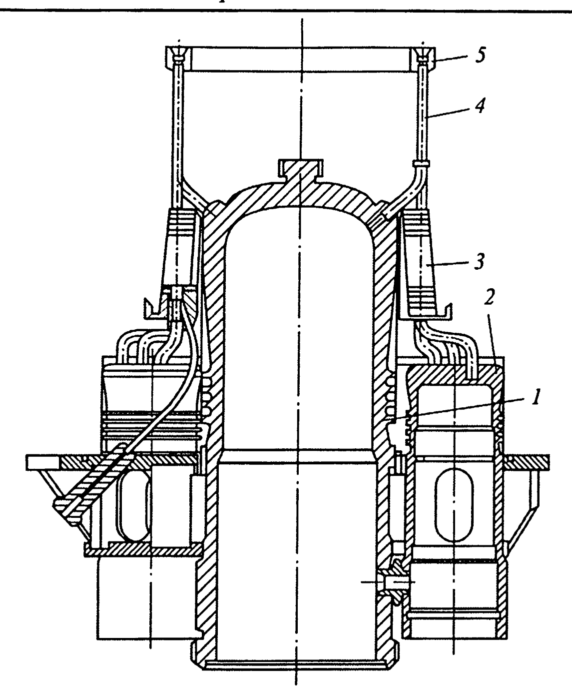



**Рис. 5.35.** Схема нагревателя

коэффициент компактности достигает значений 1500...3000 м$^2$/м$^3$. Возможно применение дешевых материалов, например алюминия, но при высоких давлениях рабочего тела необходима коррозионно-стойкая сталь. Из-за малой разницы температур теплоносителей требуемая поверхность охладителя существенно больше, чем у нагревателя. Конструктивно охладитель обычно прикрепляется непосредственно к холодной стороне регенератора.

***Регенераторы*** двигателей Стирлинга представляют собой объем, заполненный каким-либо пористым веществом с высокой теплоемкостью (насадкой). Работа регенератора происходит циклически: в режиме нагрева газ из горячей полости нагревает насадку, охлаждаясь при этом до некоторой температуры, а в режиме охлаждения газ из холодной полости, двигаясь в противоположном направлении, нагревается, отбирая у насадки запасенную на предыдущем этапе теплоту.

Поскольку в действительных циклах процессы сжатия и расширения неизотермичны, температура газа при входе на обоих концах переменна. По этой причине, а еще более потому, что разность температур между газом и насадкой постепенно уменьшается вследствие нагрева (или охлаждения) последней, переменны во времени и температуры газа при выходе.

На рис. 5.36, *а* показано изменение во времени температур рабочего тела и насадки в среднем по длине сечения регенератора, а на рис. 5.36, *б* — распределение тех же температур по его длине в моменты времени, соответствующие изменению направления движения теплоносителя. В промежуток времени *a–b* газ через регенератор движется из горячей полости в холодную. За мгновение до момента времени *а* температура газа $T_A$ в данном сечении до начала движения ниже темпе-

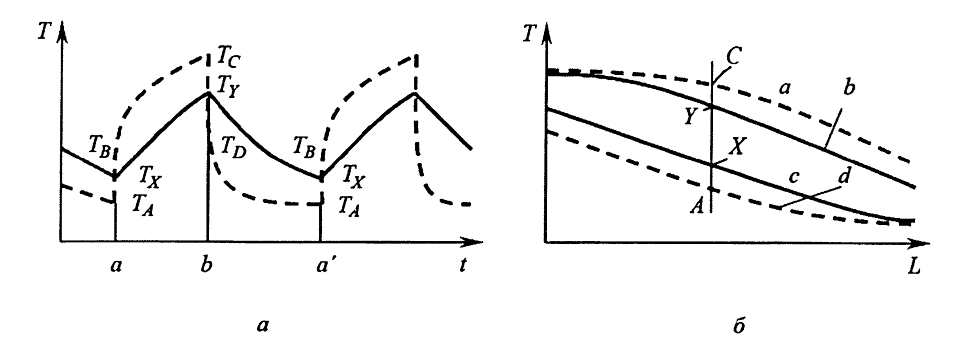



**Рис. 5.36.** Изменение температуры рабочего тела $T_{р.т}$ (штриховые линии) и насадки $T_н$ (сплошные линии) по времени $t$ и длине $L$ регенератора

ратуры насадки $T_X$, но после начала движения горячего газа она очень быстро увеличивается до $T_B$, а затем плавно возрастает до $T_C$. Температура насадки за тот же период увеличивается от $T_X$ до $T_Y$. Период времени *b–a'* соответствует движению газа из холодной полости в горячую, и здесь характер изменения температуры газа и насадки противоположен предыдущему.

На рис. 5.36, *б* нижняя пара кривых соответствует началу нагрева насадки, а верхняя – началу охлаждения. В конце периода нагрева на горячем, а в конце периода охлаждения на холодном конце регенератора температуры газа и насадки асимптотически сближаются.

В регенераторах двигателей Стирлинга период дутья, т. е. время, в течение которого газ во всех сечениях движется в одном направлении, чрезвычайно мал (примерно в 10 раз меньше, чем во вращающихся регенераторах ГТД). В результате ни одна частица не успевает пройти регенератор от входа до выхода.

Конструктивно регенератор обычно окружает рабочий цилиндр, но может иметь отдельный корпус. Для насадки необходим материал с низкой теплопроводностью (чтобы свести к минимуму продольный тепловой поток) и высокой теплоемкостью. От насадки требуется высокая компактность, малый «вредный» объем и низкое гидравлическое сопротивление. Применяются: спрессованная тонкая металлическая путанка ($d$ = 20...60 мкм), диски, вырезанные из металлической сетки, металлокерамика в виде пористых структур. Применение хромоникелевых сталей, чистого никеля, сплавов, содержащих вольфрам и молибден, металлокерамики позволяет поднять температуру насадки до 1500 К.

Существуют рациональные соотношения между длиной $L_р$ регенератора и его диаметром $D_р$, а также между его «вредным» объемом $V_в$ и рабочим объемом цилиндра $V_h$. Для заданной массы насадки рекомендуется $L_р / D_р$=1,3...2,0 и $V_в / V_h$ = 0,6...0,9.

***Подогреватели воздуха***, направляемого в камеру сгорания, могут быть как регенеративного, так и рекуперативного типов. Последние можно выполнить на основе высококомпактных пластинчато-ребристых матриц. Однако велика опасность их загрязнения пылью и продуктами сгорания. Возможно применение вращающихся регенераторов с противотоком. Практика показывает, что изменение направления движения газа способствует очищению матрицы.

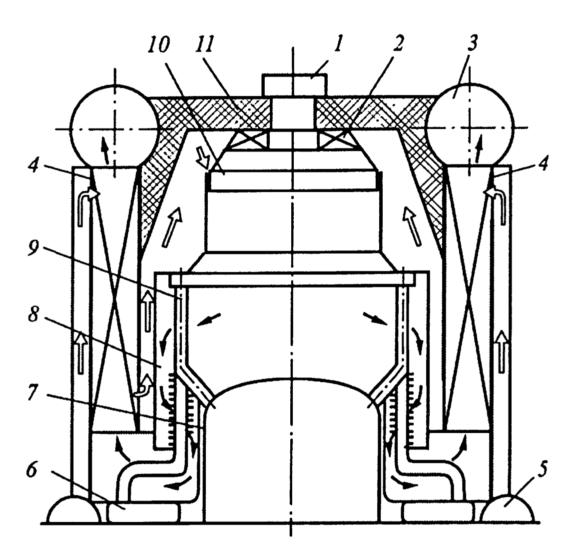



**Рис. 5.37.** Камера сгорания двигателя Стирлинга

***Конструкция камеры сгорания***. Камера сгорания двигателя Стирлинга представляет собой устройство, в котором при постоянном давлении сжигается жидкое или газообразное топливо в кислороде воздуха. Первоначально топливо поджигается запальным приспособлением, а дальнейшее горение поддерживается раскаленными продуктами сгорания. Для этого в камере должна быть зона обратных токов, в которой производится подсасывание продуктов сгорания к движущейся топливовоздушной струе.

Камера сгорания работает на обедненных смесях ($\alpha$ = 1,5...4,0), что позволяет получить температуру продуктов сгорания 1400...2100 К. Повышение этой температуры путем перехода к более богатой смеси приводит к увеличению образования оксидов азота, а также к образованию продуктов неполного сгорания.

Рассмотрим работу камеры сгорания (рис. 5.37). Топливо подается в камеру форсункой *1* и смешивается с воздухом, прошедшим через воздухоподогреватель *4*. Через завихритель *2* воздух поступает в жаровую трубу *10* с пленочным воздушным охлаждением. Из нее горячий газ проходит через трубчатый нагреватель *9*, имеющий в нижней части оребренные секции *8*, в которых передается большая часть теплоты к рабочему телу при движении его между регенератором *6* и горячей полостью цилиндра *7*. Воздух для сгорания подается дутьевым вентилятором к внутреннему патрубку *5*. Отработавшие газы с температурой 200...250 °С выходят в выпускной коллектор *3*. Камера сгорания покрыта теплоизоляцией *11*. Система регулирования поддерживает заданную температуру трубок нагревателя.

## Глава 6

# РЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

## 6.1. Принципы действия, устройство и классификация

### Классификация реактивных двигателей

Реактивные двигатели являются основным видом силовых установок авиационных, ракетных и космических летательных аппаратов, создающих приложенную к ним реактивную тягу.

***Реактивная тяга*** – результирующая газодинамических сил давления и трения, приложенных к внутренней и наружной поверхностям двигателя, без учета внешнего сопротивления.

Реактивная тяга создается двигателем, отбрасывающим в окружающую среду определенную массу вещества (рабочего тела).

В зависимости от способа получения силы тяги все реактивные двигатели подразделяются на две основные группы – воздушно-реактивные и ракетные (рис. 6.1). В воздушно-реактивных двигателях (ВРД) основным компонентом рабочего тела, осуществляющего термодинамический цикл, является атмосферный воздух, кислород которого используется в качестве окислителя для преобразования химической энергии топлива в тепловую.

Воздушно-реактивные двигатели подразделяются на двигатели прямой и непрямой реакции. В первых вся полезная работа затрачивается только на ускорение воздуха. Во вторых большая часть полезной работы (или вся) передается движителю (например, винту), посредством которого создается тяга.

***Газотурбинный двигатель*** – тепловая машина, предназначенная для преобразования энергии сгорания топлива в кинетическую энергию реактивной струи и (или) в механическую работу на валу двигателя, основными элементами которой являются компрессор, камера сгорания и газовая турбина.

Газотурбинные двигатели (ГТД) находят наибольшее применение. Основные процессы в них аналогичны тем, которые протекают в любых ГТД. Газотурбинные двигатели используются в основном при умеренных скоростях полета, соответствующих значениям чисел Маха до $M_п = 3...3,5$.

***Турбореактивный двигатель*** – ГТД, в котором энергия топлива преобразуется в кинетическую энергию струй газов, вытекающих из реактивного сопла.

Турбореактивный двигатель (ТРД, рис. 6.2) устанавливают на самолетах с околозвуковыми скоростями полета (при высокой начальной температуре газа перед турбиной скорость полета может увеличиваться до $M_п \geq 2$). Параметры рабочего

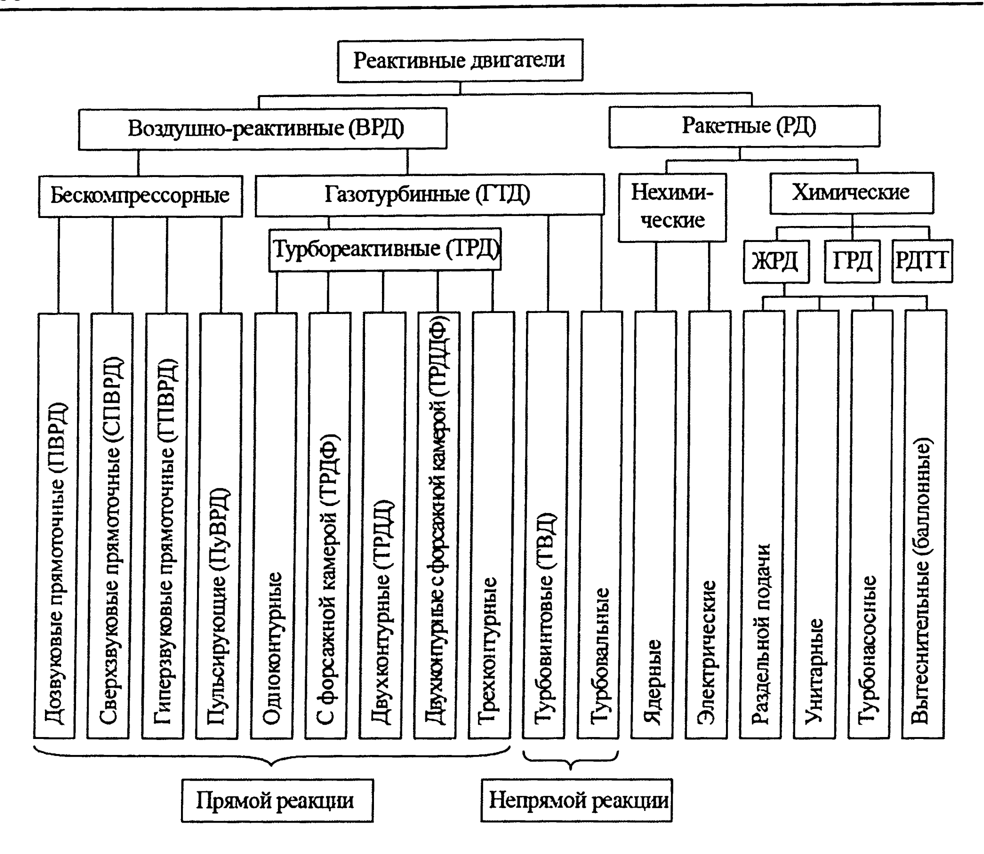



**Рис. 6.1.** Классификация реактивных двигателей

тела (воздуха и продуктов сгорания топлива в воздухе) – давление $p^*$, температура $T^*$ и скорость $w$ – вдоль газовоздушного тракта ТРД изменяются так, как показано в нижней части рис. 6.2. На взлете воздух из внешней среды засасывается через воздухозаборник *1*. Вследствие потерь в нем давление перед компрессором *2* становится несколько ниже давления внешней среды. В полете с большими скоростями воздух подвергается динамическому сжатию в свободной струе и сверхзвуковом диффузоре, затем сжимается в компрессоре, скорость его несколько уменьшается, а температура возрастает. За камерой сгорания *3* при определенном коэффициенте избытка воздуха температура $T^*$ продуктов сгорания меньше температуры пламени $T_{пл}$ и имеет значение, при котором обеспечивается надежная работа турбины ГТД. Давление $p^*$ продуктов сгорания в камере несколько падает, скорость возрастает. Полученные продукты сгорания расширяются в турбине *4* (первая ступень расширения) и в реактивном сопле *5* (вторая ступень расширения). При этом их скорость постоянно возрастает, температура и давление в турбине понижаются, а в сопле остаются почти постоянными.

Турбореактивный двигатель с форсажной камерой (ТРДФ) отличается от ТРД. В форсажной камере происходит дополнительное сжигание топлива за турбиной. Такие двигатели применяются, если скорости полета соответствуют числам $M_п = 3...3{,}5$.

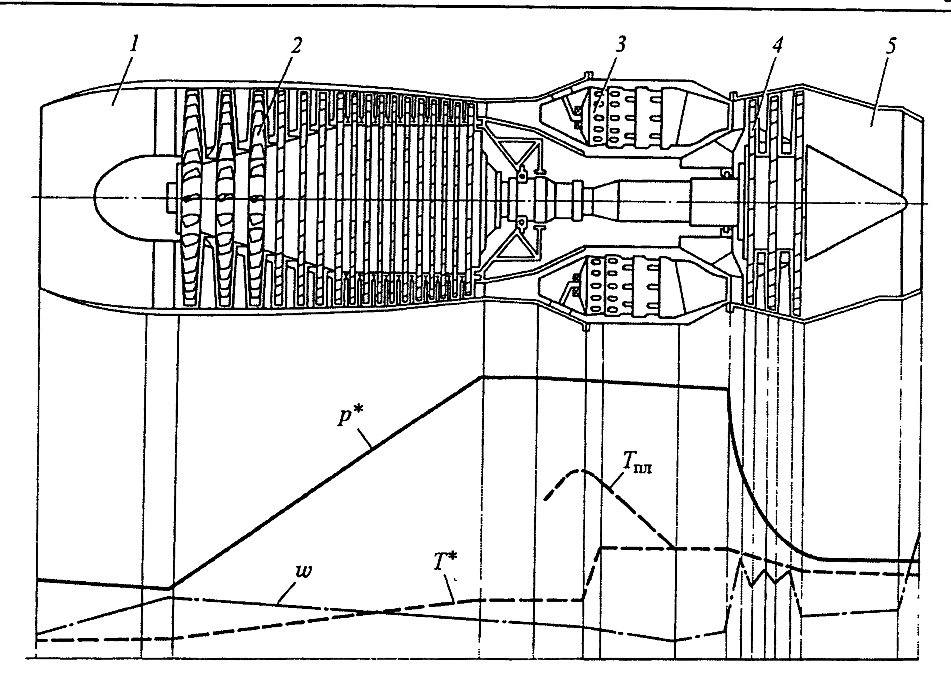



**Рис. 6.2.** Схема ТРД и изменение параметров газового потока в нем

В турбовинтовом двигателе (ТВД) мощность турбины лишь частично передается компрессору, остальная часть мощности затрачивается на вращение воздушного винта, являющегося основным движителем самолета с ТВД. Частично сила тяги создается за счет реакции струи газов, вытекающих из двигателя через реактивное сопло. Турбовинтовые двигатели применяются для малых дозвуковых скоростей полета ($M_п \leq 0{,}8...0{,}85$) некоторых пассажирских и транспортных самолетов.

Турбовальный двигатель – это ТВД, в котором мощность турбины, не связанной с компрессором, передается через редуктор на воздушный винт вертолета.

В двухконтурном турбореактивном двигателе (ТРДД) входящий в него воздух делится на два потока. Первый контур двигателя является обычным ТВД, однако в нем часть мощности турбины передается не на воздушный винт, а на компрессор, установленный во втором контуре (его называют вентилятором). Реактивная тяга ТРДД складывается из сил реакции потоков воздуха и продуктов сгорания, получивших ускорение в обоих контурах и вытекающих через два самостоятельных или одно общее реактивное сопло. Такие двигатели находят наибольшее применение на пассажирских самолетах с дозвуковыми скоростями полета. При сверхзвуковых скоростях полета применяются двухконтурные двигатели с форсажной камерой (ТРДДФ), в таких двигателях дополнительное количество топлива сжигается в одном или в обоих контурах.

При больших скоростях полета динамическое сжатие воздуха можно осуществить за счет скоростного напора; двигатели, в которых используется такое сжатие, относятся к бескомпрессорным ВРД. При скоростях полета, соответствующих $M_п \geq 3{,}5...4$, применяются сверхзвуковые прямоточные воздушно-реактивные

двигатели (СПВРД); при $M_п > 6...7$ – гиперзвуковые (ГПВРД). Пульсирующие ВРД (ПуВРД) используют в качестве рабочего тела кислород воздуха, периодически поступающий из внешней среды и сжимаемый скоростным напором.

Целесообразные пределы применения того или иного типа ВРД в указанных диапазонах скоростей полета определяются главным образом топливной экономичностью и удельной тягой двигателя. Так, ТВД имеют хорошую экономичность на низких и средних скоростях полета; ТРДД имеют высокую экономичность на больших дозвуковых скоростях; ТРДДФ относительно мало уступают в экономичности ТРД на сверхзвуковых скоростях полета; ТРДФ имеют существенно худшую, чем у ТРД, экономичность при малых скоростях полета, но значительно большую удельную тягу; ПуВРД при малых скоростях полета экономичнее прямоточных ВРД. Важны также и другие критерии: например, ТРДД работают со значительно меньшим уровнем шума, чем ТРД.

***Ракетный двигатель*** – двигатель, использующий для работы только вещества и источники энергии, имеющиеся в запасе на аппарате.

Ракетные двигатели работают на топливе и окислителе, которые транспортируются вместе с двигателем, поэтому его работа не зависит от внешней среды. Жидкостные ракетные двигатели работают на химическом жидком топливе, состоящем из топлива и окислителя. Жидкие компоненты топлива непрерывно подаются под давлением из баков в камеру сгорания насосами (при турбонасосной подаче) или давлением сжатого газа (при вытеснительной или баллонной подаче). В камере сгорания в результате химического взаимодействия топлива и окислителя образуются продукты сгорания, при истечении которых через сопло образуется кинетическая энергия истекающей среды, в результате чего создается реактивная тяга. Таким образом, химическое топливо служит как источником энергии, так и рабочим телом.

Аналогично работают ракетные двигатели, использующие в качестве исходного рабочего тела твердое топливо, содержащее как топливо, так и окисляющие компоненты, – ракетные двигатели твердого топлива (РДТТ). Если в качестве топлива применяется твердое топливо, а в качестве окислителя – жидкое вещество, то такой двигатель называется гибридным ракетным двигателем (ГРД).

Перспективным для ракет и ракет-носителей считается комбинированный ракетно-прямоточный двигатель (РПД), в котором часть жидкого или твердого топлива сжигается в газогенераторе – ракетном двигателе, размещаемом во входном устройстве, а другая часть топлива (жидкого) – в камере, аналогичной камере ПВРД. Основной функцией газогенератора является подача горючего в зону смешения в виде струи, удобной для последующего смешения с потоком воздуха и догорания; струя должна содержать мелкодисперсные частицы и газообразное горючее. Реакция последнего с воздухом обеспечивает достаточную температуру для воспламенения металла, а также увеличивает энергетические характеристики топливной системы в целом.

К нехимическим ракетным двигателям относятся ядерные (ЯРД) и электрические (ЭРД). Энергия ЯРД используется для газификации и нагрева рабочего тела, которое не меняет своего состава, истекает из реактивного сопла и создает тягу. Рабочие тела в ЭРД состоят из заряженных частиц, которые разгоняются с помощью электростатических или электромагнитных полей.

## Действительные циклы и схемы

***Воздушно-реактивные двигатели.*** Турбореактивный двигатель (см. рис. 6.2) работает по термодинамическому циклу, показанному на рис. 6.3, *а*. На взлете воздух из атмосферы засасывается в воздухозаборник со скоростью до 150...200 м/с. В полете на больших скоростях воздух подвергается динамическому сжатию в свободной струе и сверхзвуковом диффузоре до параметров, соответствующих точке *в*. Дальнейшее сжатие воздуха до точки *к* происходит в компрессоре. (В современных ТРД основным типом компрессора является многоступенчатый осевой.) Общая степень повышения давления в ТРД достигает 100...200.

Из компрессора *2* (см. рис. 6.2) воздух поступает в камеру сгорания *3*, где в него впрыскивается топливо. В результате сжигания топлива температура рабочего тела за камерой сгорания доводится до $T_г^* = 1550...1650$ К (точка *г*, см. рис. 6.3, *а*), в некоторых двигателях $T_г^* \approx 1700$ К и выше. В отличие от идеального цикла, при смесеобразовании и сжигании топлива давление рабочего тела уменьшается на 3...5 %.

Процесс расширения в ТРД происходит в турбине до точки *т* и в реактивном сопле до точки *с*. В турбине *4* (см. рис. 6.2) часть потенциальной энергии газов преобразуется в механическую работу на валу, передаваемую компрессору *2*. Работа производится газами, не только сжатыми в компрессоре, но и нагретыми в камере сгорания, поэтому удельная работа расширения $l_т$ значительно больше удельной работы сжатия $l_к$. Так как расходы воздуха и газа отличаются мало, степень понижения давления в турбине всегда меньше, чем степень повышения давления в компрессоре, и перед реактивным соплом (точка *т*, см. рис. 6.3, *а*) избыточное давление всегда больше, чем давление в воздухозаборнике, а температура выше температуры торможения набегающего потока. Очевидно, что скорость истечения газов из реактивного сопла ТРД больше скорости полета, что определяет появление реактивной тяги двигателя.

В форсажную камеру ТРДФ через форсунки подается дополнительное количество топлива. Диаграммы термодинамического цикла ТРДФ показаны на рис. 6.3, *б*.

Основными конструктивными элементами ТВД (рис. 6.4, *а*) являются вал воздушного винта *1*, редуктор *2*, воздухозаборник *3*, компрессор *4*, камера сгорания *5*, турбина *6* и реактивное сопло *7* (выходное устройство в турбовальных ГТД). Рабочий процесс в ТВД принципиально не отличается от процесса в ТРД, однако в ТВД основная часть свободной энергии турбины используется для получения тяги винта. Перепад давлений в реактивном сопле значительно меньше, чем в ТРД, поэтому скорости истечения сравнительно невелики и реактивная тяга составляет всего от 10 до 25 % общей тяги.

Турбовинтовые и турбовальные ГТД – единственные типы реактивных двигателей, в которых возможно применение регенерации теплоты. Термодинамический цикл такого ТВД принципиально не отличается от цикла ГТУ (см. рис. 4.31).

Схемы и параметры ТРДД отличаются бóльшим разнообразием, чем схемы ТРД и ТВД. ТРДД для дозвуковых пассажирских и транспортных самолетов выполняются без форсажных камер. Для сверхзвуковых пассажирских самолетов применяют ТРДДФ. Наибольшее распространение получили ТРДД с передним расположением вентилятора *8* (рис. 6.4, *б*, *в*), применяются ТРДД с задним расположением вентилятора (рис. 6.4, *г*), а также с выносным вентилятором.

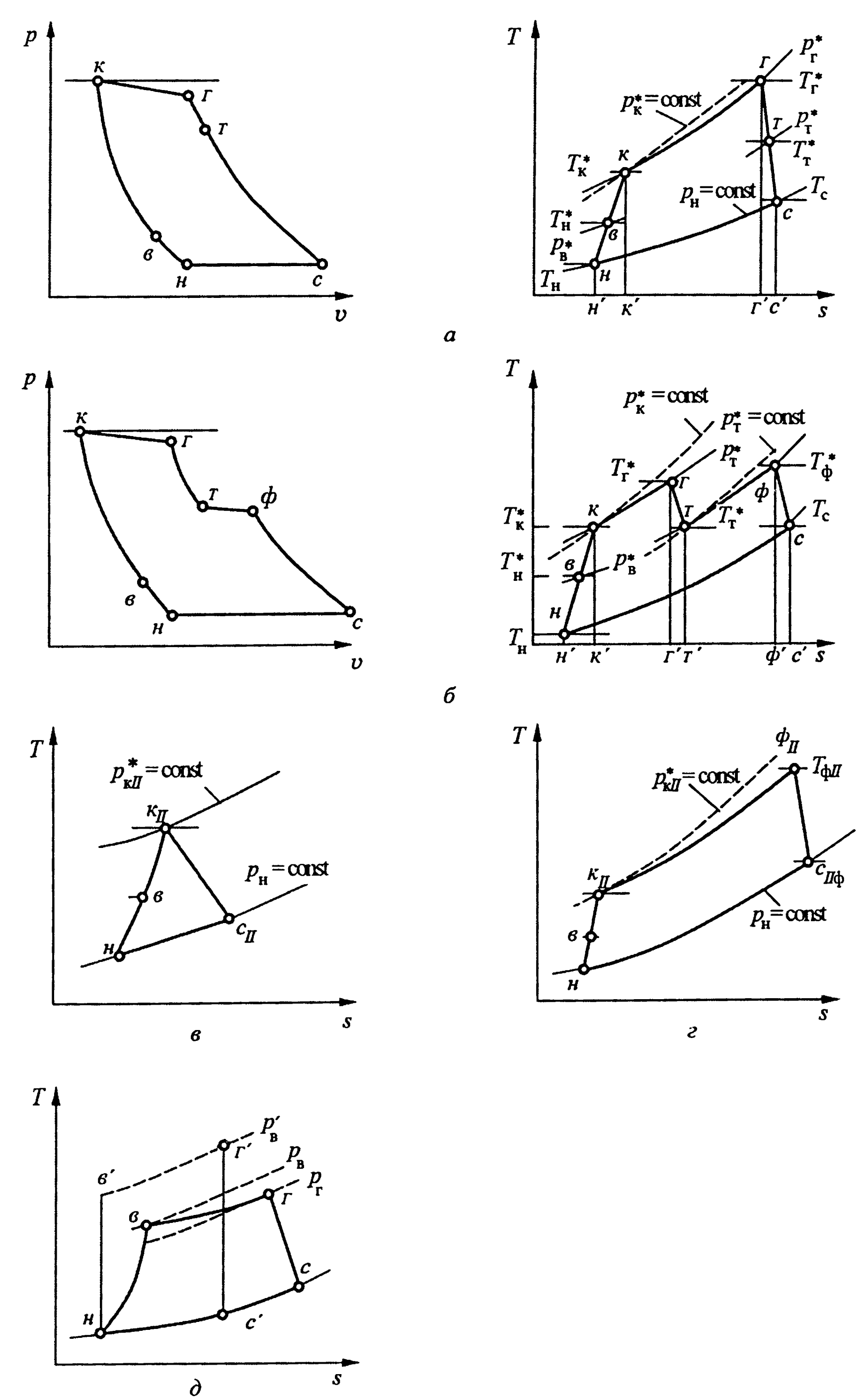



**Рис. 6.3.** Диаграммы действительных термодинамических циклов ВРД:
*а* – ТРД; *б* – ТРДФ; *в* – внешнего контура ТРДД; *г* – ТРДДФ при форсировании тяги сжиганием дополнительного количества топлива во внешнем контуре; *д* – ПВРД

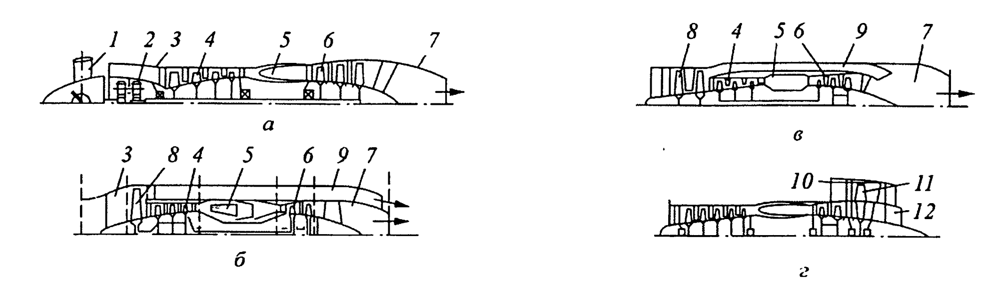



**Рис. 6.4.** Схемы ТВД и ТРДД:
*а* – ТВД; *б* – ТРДД с раздельными контурами и передним расположением вентилятора; *в* – ТРДД со смешением потоков, общим соплом и передним расположением вентилятора; *г* – ТРДД с раздельными контурами и задним расположением вентилятора; *1* – воздушный винт; *2* – редуктор; *3* – воздухозаборник; *4* – компрессор; *5* – камера сгорания; *6* – турбина; *7* – реактивное сопло; *8* – вентилятор; *9* – внешний контур; *10* – турбовентиляторная приставка; *11* – вентиляторные лопатки; *12* – турбинные лопатки

В ТРДД с передним расположением вентилятора (см. рис. 6.4, *б*) воздух из атмосферы поступает в воздухозаборник *3*, который в зависимости от назначения двигателя может быть дозвуковым или сверхзвуковым. Затем воздух проходит первую (переднюю) часть компрессора (вентилятор). За вентилятором *8* воздушный поток разветвляется на два потока. Воздух внутреннего контура сжимается в компрессоре *4*, его давление и температура существенно возрастают, затем, как и в ТРД, поступает в камеру сгорания *5*, куда через форсунки подается топливо. Газ с высокой температурой и давлением проходит через турбину *6*, приводящую компрессор и вентилятор, а затем реактивное сопло *7*. Так как давление газа за турбиной выше атмосферного, то в сопле газовый поток разгоняется, и его скорость на выходе из сопла превышает скорость воздуха, поступающего в двигатель через воздухозаборник, в результате чего создается реактивная тяга внутреннего контура. Воздух, проходящий по внешнему контуру *9*, расширяется в выходном устройстве – реактивном сопле.

В ТРДД, показанном на рис. 6.4, *в*, внутренний контур аналогичен только что описанному, но за этим контуром газы смешиваются с воздухом, выходящим из внешнего контура *9*, и смесь расширяется в сопле *7*. ТРДД, выполненные по схеме рис. 6.4, *г*, обычно создаются на базе уже доведенного и хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации ТРД, который используется в качестве генератора газа. Турбовентиляторная приставка *10* выполняется в виде двухъярусного колеса так, что внутренний ярус образуют турбинные *12*, а наружный – вентиляторные лопатки *11*.

ТРДДФ имеют значительно бóльшую тягу, чем ТРДД. Форсажная камера устанавливается либо во внешнем контуре, либо за смесителем в ТРДД со смешением потоков. В зависимости от параметров ТРДД и ТРДДФ обычно выполняют двух- или трехвальными.

Рабочие процессы, протекающие во внутреннем контуре ТРДД, подобны процессам в ТРД, а следовательно, подобны и их термодинамические циклы. Отличие рабочих процессов заключается в том, что на *sT*-диаграмме цикла ТРД (см. рис. 6.3, *а*) между точками *в* и *к* появляется одна дополнительная точка $к_{II}$, соответствующая концу процесса сжатия в вентиляторе, мощность турбины затрачивается не только на привод компрессора, но и на привод вентилятора.

Действительный термодинамический цикл внешнего контура ТРДД (см. рис. 6.3, *в*) состоит из динамического сжатия воздуха в воздухозаборнике (процесс *н–в*), сжатия в вентиляторе (процесс $в–к_{II}$) и расширения в реактивном сопле внешнего контура (процесс $к_{II}–с_{II}$). В ТРДДФ при форсировании тяги сжиганием дополнительного топлива во внешнем контуре осуществляется термодинамический цикл $нвк_{II}ф_{II}с_{IIф}н$ (см. рис. 6.3, *г*), а цикл внутреннего контура аналогичен циклу внутреннего контура ТРДД (или ТРД).

Прямоточные (бескомпрессорные) ВРД применяются в основном при таких скоростях полета, когда турбокомпрессор является сопротивлением, вызывающим уменьшение давления за турбиной по сравнению с давлением перед компрессором.

Рабочий процесс, схема и основные параметры ПВРД существенно зависят от скорости полета. В ПВРД для дозвуковых скоростей параметры потока (давление *p*, скорость *w*, температура *T*) изменяются так, как показано на рис. 6.5, *а*. Воздухозаборник в этом случае выполняется в виде расширяющегося канала, реактивное сопло сужающееся.

При больших сверхзвуковых скоростях полета процессы сжатия и расширения в ПВРД сопровождаются переходом скорости потока через скорость звука. Для снижения потерь по тракту двигателя, а также внешнего сопротивления входные и выходные устройства в сверхзвуковых ПВРД выполняются сверхзвуковыми. В них устанавливается система косых скачков с переходом через скорость звука в замыкающем прямом скачке. Сверхзвуковое сопло СПВРД выполняется в виде сопла Ла-

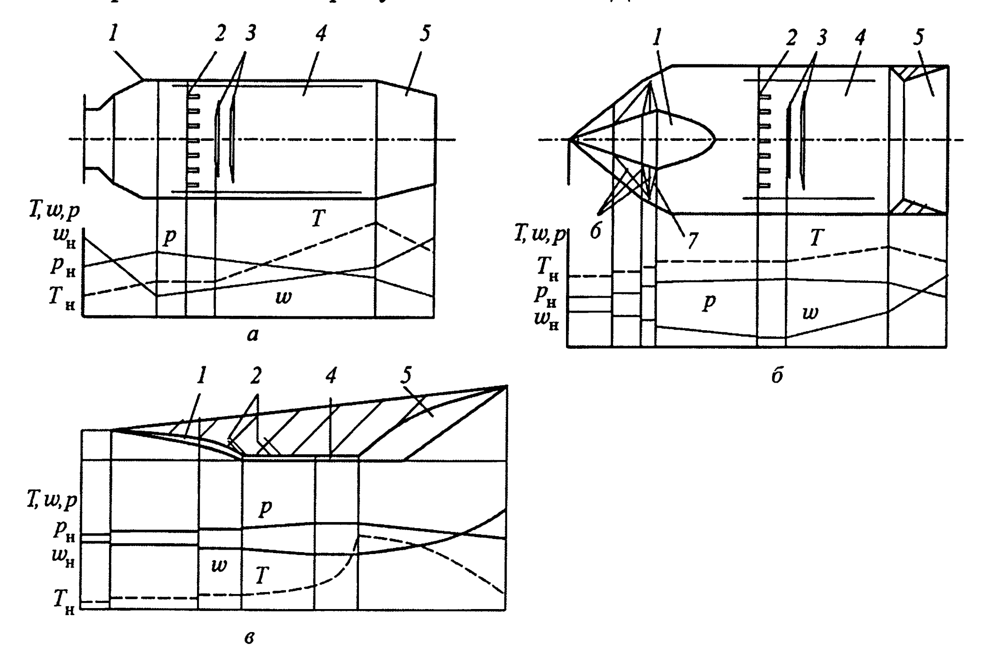



**Рис. 6.5.** Схемы и изменение параметров по трактам ПВРД:
*а* – дозвукового; *б* – сверхзвукового; *в* – гиперзвукового; *1* – входное устройство; *2* – форсунки; *3* – стабилизаторы пламени; *4* – камера сгорания; *5* – реактивное сопло; *6* – фронты косых скачков уплотнений; *7* – прямой скачок

валя. За входным устройством параметры потока меняются принципиально так же, как и в дозвуковом ПВРД.

При больших скоростях полета возрастает температура торможения потока. Так, при $M_п = 6$ температура воздуха при выходе из воздухозаборника составляет 1600 К, а при $M_п = 10$ достигает 3600 К. Однако при этом резко увеличиваются потери в воздухозаборнике и реактивном сопле, в связи с чем эффективность СПВРД (см. рис. 6.5, *б*) при $M_п > 8$ заметно ухудшается. Потери можно уменьшить, если снизить степень торможения во входном устройстве, а скорость потока в камере сгорания довести до сверхзвуковой. В таких гиперзвуковых ПВРД (рис. 6.5, *в*) воздухозаборник *1* переходит в канал камеры сгорания *4*, представляющий собой совмещенную камеру смешения и сгорания, на начальном участке которой впрыскивается топливо. Реактивное сопло *5* выполняется расширяющимся, так как при входе в него скорость потока сверхзвуковая.

Все процессы ПВРД (сжатие, подвод теплоты и расширение) происходят с падением полного давления, поэтому действительный цикл ПВРД в *sT*-координатах изображается в виде, представленном на рис. 6.3, *д*.

***Ракетные двигатели.*** Жидкостные ракетные двигатели (ЖРД) подразделяются на два типа в зависимости от способа подачи компонентов топлива в камеру сгорания. Камера ЖРД (рис. 6.6, *а*) создает тягу двигателя. Она состоит из камеры сгорания *6*, сопла *7*, головки *4*, на которой расположены топливные форсунки *3* и форсунки *5* окислителя. Стенки камеры в основном изготовляют двойными для создания гидравлического тракта в целях охлаждения внутренней стенки *2* камеры, соприкасающейся с продуктами сгорания.

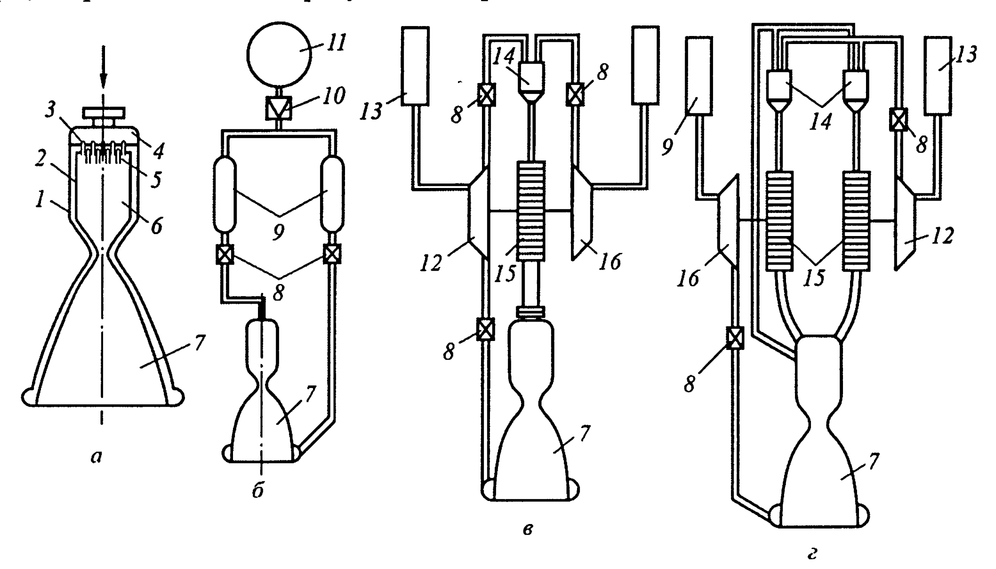



**Рис. 6.6.** Схемы ЖРД:

*а* – камера ЖРД; *б* – с вытеснительной системой подачи топлива; *в* – с дожиганием продуктов газогенерации по схеме газ–жидкость; *г* – с дожиганием продуктов газогенерации по схеме газ–газ; *1* и *2* – стенки камеры; *3* – топливная форсунка; *4* – головка; *5* – форсунка окислителя; *6* – камера сгорания; *7* – сопло; *8* – пускорегулирующий клапан; *9* – топливный бак; *10* – газовый редуктор давления; *11* – аккумулятор давления; *12* – насос окислителя; *13* – бак с окислителем; *14* – жидкостный газогенератор; *15* – турбина; *16* – топливный насос

Для подачи топлива в камеру сгорания используют вытеснительную и насосную системы подачи. При вытеснительной системе (рис. 6.6, *б*) топливные баки *9* находятся под бóльшим давлением, чем давление в камере сгорания. Под этим перепадом давления компоненты топлива через пускорегулирующие клапаны *8* поступают в камеру сгорания. Давление в топливных баках создается с помощью воздушного аккумулятора давления *11*, в котором газ находится под высоким давлением, а постоянство давления в топливных баках поддерживается с помощью газового редуктора давления *10*.

Для создания давления в топливных баках используют также жидкостные аккумуляторы давления (ЖАД), представляющие собой камеры сгорания, подобные камерам сгорания жидкостных ракетных двигателей, в которых сжигаются жидкие компоненты топлива в определенном количестве и соотношении.

При насосной системе подачи топлива основное повышение давления его компонентов создается не в баках, а насосами *12*, *16* (рис. 6.6, *в*, *г*). Привод насосов осуществляется газовой турбиной *15*. В большинстве случаев в качестве источника газа для привода турбины турбонасосного агрегата (ТНА), включающего насосы и турбину, используют жидкостные газогенераторы (ЖГГ) *14*, работающие, как правило, на основных компонентах топлива ЖРД. Продукты сгорания в ЖГГ называют окислительными, если они получены при избытке окислителя (коэффициент избытка окислителя $\alpha > 1$), и восстановительными, если имеется избыток топлива ($\alpha < 1$).

Отработавшее в турбине рабочее тело может выбрасываться во внешнюю среду или использоваться в каком-либо расположенном вне камеры сгорания утилизационном устройстве (например, в рулевых соплах). При такой схеме, получившей название ЖРД без дожигания, значительная часть топлива расходуется неэффективно, что ухудшает экономические показатели ЖРД как теплового двигателя. В схемах ЖРД с дожиганием рабочего тела турбины (см. рис. 6.6, *в*, *г*) этот недостаток отсутствует. В ЖРД с дожиганием в общем случае в камеру сгорания подают жидкие окислитель и топливо и газ из турбины (с избытком окислителя или избытком топлива).

Если все топливо проходит через ЖГГ, то в камеру сгорания вводится жидкий окислитель и газ с недостатком окислителя (схема газ – жидкость, см. рис. 6.6, *в*). В аналогичной схеме весь окислитель проходит через ЖГГ, а в камеру сгорания вводятся жидкое топливо и газ с избытком окислителя. Если все топливо, расходуемое ЖРД, до поступления в камеру сгорания проходит через соответствующие газогенераторы *14* и турбины, то в камеру сгорания вводят и дожигают в ней газ с избытком топлива и газ с избытком окислителя (схема газ – газ, см. рис. 6.6, *г*).

Ракетные двигатели твердого топлива (РДТТ) (рис. 6.7) не имеют системы подачи топлива, что существенно упрощает их конструкцию. Заряд твердого топлива *4* (рис. 6.7, *а*) помещается в камеру сгорания *2* и воспламеняется воспламенителем *1*. В результате сгорания топлива образуются высокотемпературные продукты сгорания, которые, истекая через сопло *6*, создают реактивную тягу.

Сопло РДТТ должно надежно работать в высокоэнтальпийном потоке продуктов сгорания. Одна из важнейших проблем заключается в изоляции горячих эле-

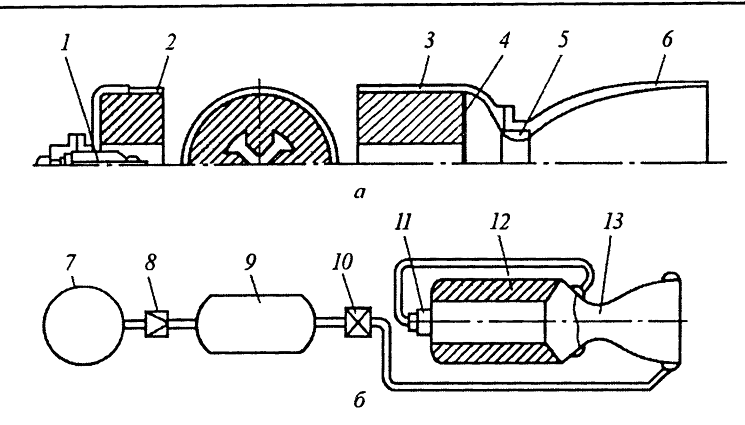



**Рис. 6.7.** Схемы ракетных двигателей твердого топлива:
*а* – камера сгорания; *б* – гибридный ракетный двигатель (ГРД); *1* – воспламенитель; *2* – камера сгорания; *3* – корпус камеры; *4* – заряд твердого топлива; *5* – критическое сечение; *6* – сопло; *7* – баллон со сжатым газом; *8* – редуктор давления; *9* – бак с окислителем; *10* – отсечной клапан; *11* – форсунка окислителя; *12* – заряд твердого топлива; *13* – камера двигателя

ментов сопла от камеры сгорания. Широко применявшиеся теплозащитные материалы (ТЗМ), содержащие углерод или кремнефенольные композиции, нестабильны и обладают низкими механическими свойствами, так как они коксуются при низких температурах. Как правило, соединительный узел, включающий ТЗМ и металлический конструкционный материал, очень сложен. Упрощение его конструкции обеспечивается применением композиционных ТЗМ класса керамика–керамика, подобных материалам углерод–углерод, углерод–алюминий, алюминий–углерод, алюминий–алюминий. Все эти материалы содержат керамические или углеродистые волокна и матрицы. Конструкции сопел с такими ТЗМ отличаются простотой, малым временем сборки, меньшей стоимостью и большими возможностями аналитического прогнозирования.

ЖРД и РДТТ имеют свои преимущества и недостатки. Так, у ЖРД более высокие удельные импульсы и меньшая масса, их можно многократно пускать и в широких пределах регулировать тягу, но они более сложны в конструктивном отношении. РДТТ имеют пока меньшие значения удельного импульса, бóльшую массу, но просты по конструкции, надежны в эксплуатации и быстрее готовятся к пуску, чем ЖРД.

Возможно сочетание ВРД и ЖРД в составе единой двигательной установки летательного аппарата. Одна из возможных перспективных схем такой установки приведена на рис. 6.8. Принципиальной особенностью установки является включение в нее системы ожижения атмосферного воздуха. Ожижение забираемого из атмосферы кислорода позволяет свести к минимуму запас жидкого кислорода на борту летательного аппарата; кислород необходим для работы двигателя при полете аппарата за пределами атмосферы. На стартовом участке траектории при скоростях полета в атмосфере, не превышающих соответствующих значений числа $M_п = 5$, двигательная установка работает в режиме воздушно-реактивного двигателя. Набегающий поток *1* воздуха предварительно тормозится во входном устройстве

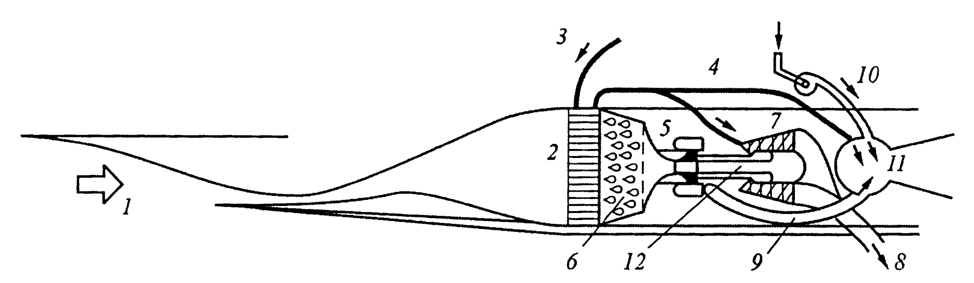



**Рис. 6.8.** Схема комбинированной установки с ВРД и ЖРД

и в нагретом состоянии поступает в теплообменник *2*. Для охлаждения и сжижения воздуха в теплообменнике используется жидкий водород, поступающий по магистрали *3* из бортового бака. Образующийся газообразный водород из теплообменника по магистрали *4* подается в камеру сгорания *11* и турбонасосный агрегат *7*. Охлажденный и сжиженный воздух *6* поступает из теплообменника в камеру *5* с системой разделения на жидкий кислород и азот. Азот сбрасывается за борт, а жидкий кислород по магистрали *9* поступает в камеру сгорания *11*. Продукты сгорания компонентов, используемых в турбонасосном агрегате *12* системы подачи сжиженного кислорода, выводятся через отдельное сопло *8*. При скоростях полета $M_п \leq 5$ жидкий кислород служит окислителем газообразного водорода, поступающего из теплообменника. При полете аппарата за пределами атмосферы установка работает в режиме ЖРД; при этом жидкий кислород подается в камеру сгорания из бортовых баков по магистрали *10*.

## Применение реактивных двигателей в качестве стационарных и транспортных энергетических установок

Авиационные воздушно-реактивные (газотурбинные) двигатели (АГТД) являются наиболее совершенными в конструктивном отношении турбинными двигателями, работающими с наиболее высокой экономичностью. Они компактны, легки, имеют малые металлоемкость и объем, высокую маневренность. Благодаря серийному выпуску АГТД имеют удельную себестоимость значительно меньшую, чем, например, стационарные ГТУ.

Рассмотрим типичные примеры использования АГТД в различных отраслях промышленности, в энергетике, на транспорте. В этих случаях применяются как новые, так и отработавшие в воздухе установленный гарантийный ресурс АГТД.

Авиационные газотурбинные двигатели входят в состав пиковых и резервных *энергетических турбинных установок на электростанциях.* Так как ресурс работы обычных пиковых установок (до 10...20 тыс. ч) больше срока службы применяемых АГТД, в течение этого срока АГТД приходится менять 2 или 3 раза.

Авиационные прототипы используются для создания энергетических ГТУ сравнительно небольшой мощности. Так, на базе авиационных двигателей типа НК в 1993–1995 гг. построены энергетические установки трех типов: НК-37 (мощностью 25 МВт), НК-39 (16 МВт) и НК-143 (10 МВт). КПД этих ГТУ составляют соответственно 33, 38 и 36,4 %, т. е. находятся на уровне показателей многих специально спроектированных энергетических ГТУ. Принципы проектирования авиа-

ционных двигателей проявились в достаточно высоких степенях повышения давления (23,1; 25,9; 11,3) и высоких температурах газа перед турбиной, особенно в первых двух из них (1423 и 1476 К).

Российской фирмой «Авиадвигатель» в 1994–1997 гг. выпущены энергетические ГТУ четырех типов на базе авиационных двигателей типа ПС-90А. Наиболее мощные из них – ГТУ-12ПЭ (12,9 МВт), ГТУ-16ПЭ (16,5 МВт) и ГТУ-25ПЭ (25,9 МВт). КПД этих установок также высоки: 37,0, 35,4 и 40,5 % соответственно. Как и в ГТУ, построенных на базе авиадвигателей типа НК, в этих ГТУ высокие степени повышения давления (19,9, 17,5 и 24,3) сочетаются с высокими начальными температурами газа (1420, 1333 и 1440 К соответственно).

Возможно применение и других типов авиационных двигателей для создания энергетических ГТУ.

В стационарных условиях АГТД широко используются на газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов для привода центробежных нагнетателей газа. Нагнетатели вместе с ГТУ составляют газоперекачивающий агрегат (ГПА).

Освоение ГПА, создаваемых на базе АГТД, в нашей стране началось с 1974 г. Одним из таких ГПА стал агрегат ГПА-Ц-6,3 мощностью 6,3 МВт, двигателем в котором служит преобразованный авиационный двигатель типа НК-12. Было организовано серийное производство этих агрегатов. Блочно-контейнерная компоновка агрегатов позволила изменить технологию строительства компрессорных станций, в результате чего они вводились в строй в 2,5...3 раза быстрее, чем станции со стационарными агрегатами. К началу 1984 г. на газопроводах эксплуатировалось уже свыше 400 ГПА. Около 30 двигателей в составе первых ГПА проработали без ремонта от 15 до 27 тыс. ч. В 1982 г. начата опытная эксплуатация агрегата ГПА-Ц-16, в котором в качестве привода нагнетателя используется ГТУ типа НК-16СТ (рис. 6.9), созданная на базе двухконтурного авиационного двигателя НК-8, эксплуатируемого на самолете ТУ-154. Такой агрегат имеет мощность 16 МВт при начальной температуре газа 1123 К, степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi = 11$, расходе воздуха через компрессор 100 кг/с. Он выполнен трехвальным, со свободной силовой турбиной. Эффективный КПД агрегата равен 28,8 % и сопоставим с КПД ГТУ, специально спроектированных для газоперекачивающих агрегатов. При преобразовании некоторые конструктивные изменения претерпел газогенератор двигателя, а силовая турбина была создана заново. Один из вариантов ГПА-Ц-16

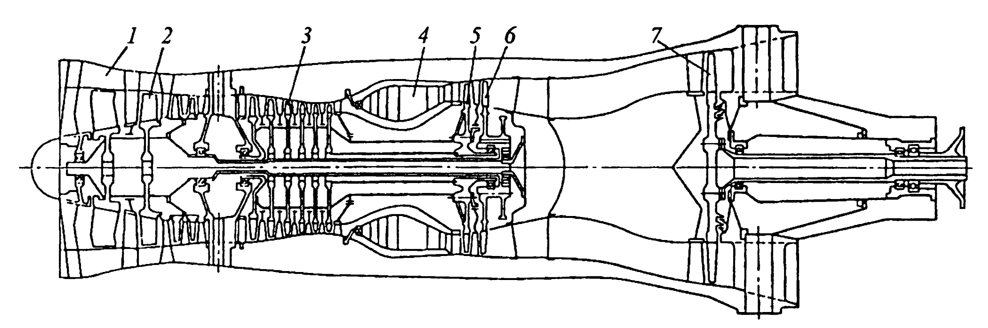



**Рис. 6.9.** Продольный разрез газотурбинного привода НК-16СТ:
*1* – заглушенный канал вентиляторного контура исходного двигателя НК-8; *2* – КНД (получен из вентилятора исходного двигателя); *3* – КВД; *4* – камера сгорания; *5* – ТВД; *6* – ТНД; *7* – силовая турбина

имеет утилизацию теплоты отработавших газов, обеспечивающую повышение КПД ГПА на 2...3 % и, кроме того, теплофикацию самой компрессорной станции.

В 1990-е годы семейство отечественных ГПА, построенных на базе авиационных двигателей, пополнилось ГТУ НК-14СТ (начало выпуска 1992 г., мощность 8 МВт), НК-40СТ (1995 г., 10 МВт), НК-38СТ (1995 г., 16 МВт) и наиболее мощной из этой серии ГТУ НК-36СТ (1993 г., 25 МВт). Высокий КПД этих установок – наибольший у ГТУ НК-38СТ и НК-36СТ ($\eta \approx 38$ %) – достигается благодаря большой степени повышения давления ($\pi$ соответственно 25,9 и 23,1) и высокой начальной температуре газа ($T_г$ соответственно 1475 и 1420 К).

Предприятие «Авиадвигатель» на базе авиационных двигателей помимо энергетических установок наладило выпуск приводных агрегатов ГТУ-12 П (1994 г., 12 МВт, $T_г$= 1353 К, $\pi$ = 15,8, $\eta$ = 34,5 %); ГТУ-16П (1996 г., 16 МВт, $T_г$= 1416 К, $\pi$ = 19,8, $\eta$ = 37 %); ГТУ-8П (1997 г., 8 МВт, $T_г$= 1178 К, $\pi$ = 14,7, $\eta$ = 37 %); ГТУ-10П (1997 г., 10 МВт, $T_г$= 1250 К, $\pi$ = 14,7, $\eta$ = 34 %); ГТУ-25П (1998 г., 25 МВт, $T_г$= 1515 К, $\pi$ = 28,7, $\eta$ = 40 %).

Энергоустановки с отработавшими летный ресурс АГТД (например, двигателями АИ-20) использовались также в силовых установках передвижных электростанций мощностью 1600 и 2000 кВт.

Преобразованные АГТД широко применяются в качестве главных силовых установок, обеспечивающих ход высокоскоростных водоизмещающих транспортных судов. Такие установки в основном используются в зарубежном судостроении, в отличие от отечественного судостроения, для которого выпускаются специально спроектированные судовые ГТД.

На судах с горизонтальной обработкой грузов (ролкерах) типа «Адмирал У. Каллаген», совершавших с конца 1969 г. перевозки между восточным побережьем США и Западной Европой, был установлен ГТД типа LM 2500 фирм «Дженерал Электрик» (США) и «Фиат авиационе» (Италия). Базовым для него послужил ТРДД типа TF39/CF6 фирмы «Дженерал Электрик». Двигатель применяется не только как судовой, но и как промышленный; основные его параметры, а также параметры других двигателей этого типа приведены в табл. 6.1. К настоящему времени выпущено и заказано более 560 двигателей типа LM для различных областей применения. Общая наработка судовых и промышленных ГТД типа LM 2500 составила несколько миллионов часов.

Основное применение установки находят на кораблях военно-морского флота. Преобразованные из авиационных судовые ГТД с середины 1940-х годов по настоящее время используются на кораблях некоторых стран.

За этот период заметно улучшились все характеристики двигателей, в частности, удельный расход топлива был снижен в среднем с 610 до 220 г/(кВт · ч). Это способствовало значительному расширению применения ГТД.

Положительные качества преобразованных из авиационных ТРД, ТВД и ТРДД двигателей особенно ярко проявляются при установке их на судах на подводных крыльях (СПК) и на воздушной подушке (СВП).

Первый опыт создания СПК с АГТД в нашей стране относится к 1964 г., когда было построено судно «Буревестник», оснащенное двумя авиационными турбо-

*Таблица 6.1*

| Показатели | Двигатели | | | |
|---|---|---|---|---|
| | LM 2500 | | LM 500 | «Спей» |
| | модель 20 | модель 30 | | |
| Мощность, МВт | 16,8/13,1 | 22,4/20,5 | 4,41/3,67 | 12,6/10,85 |
| Расход воздуха, кг/с | 63/57 | 67/65 | – /15,5 | – /55 |
| Расход топлива, г/(кВт · ч) | 232/244 | 229/230 | – /281 | 244/247 |
| Частота вращения силового вала, мин $^{-1}$ | 3000/3000 | 3600/3600 | 7000/7000 | 5220/5220 |
| Масса, кг | 4670 | 4670 | 590 | 9080 |
| Габаритные размеры, мм: | | | | |
| длина | 6538 | 6530 | 2130 | 6100 |
| ширина | 4475 | 4475 | 915 | 2280 |
| высота | – | – | – | 2780 |

*Примечание.* В числителе – параметры на максимальном режиме, в знаменателе – на номинальном.

винтовыми двигателями АМ-20А с водометным движителем. При мощности ГТД 3670...3970 кВт судно развивало скорость до 90...95 км/ч. После этого было создано семейство СПК различной грузоподъемностью с судовыми ГТД легкого типа.

В США первое СПК с ГТУ было построено в 1958 г. В нем использовался АГТД типа Т-53 фирмы «Лайкоминг». В 1962 г. начались испытания в натурных условиях силовой установки СПК «Денисон» водоизмещением 80 т, включающей ГТД LM1500 (этот двигатель номинальной мощностью 10 МВт разработан на базе турбореактивного двигателя J-79). При мощности 9550 кВт скорость движения СПК при высоте волн 0,9...1,6 м составляла 110...115 км/ч.

Проектировались и строились СПК водоизмещением до 1000 т с ГТД. Известны проекты СПК водоизмещением до 3000 т и скоростью до 370 км/ч, проекты пассажирских СПК с числом посадочных мест до 800.

Суда на воздушной подушке обеспечивают значительно более высокие скорости, чем СПК. Уже не одно десятилетие посредством СВП осуществляются автомобильно-пассажирские перевозки через пролив Ла-Манш. Для перевозок используются СВП с ГТД, преобразованными из авиационных. Например, на СВП типа SR-N4 применена энергоустановка из четырех главных ГТД типа «Протей» (Великобритания). Это судно предназначено для перевозки либо 600 пассажиров, либо 230 пассажиров и 27–32 автомобилей.

В нашей стране создавались и создаются СВП с ГТД различных типов. Примером служит СВП «Сормович» на 50 пассажиров, энергоустановка которого состоит из одного ГТД АИ-24 авиационного типа, обеспечивающего скорость до 100 км/ч. Преобразованными авиационными ГТД оборудованы суда на воздушной подушке – грузовое «Сибирь» и пассажирское «Ласточка».

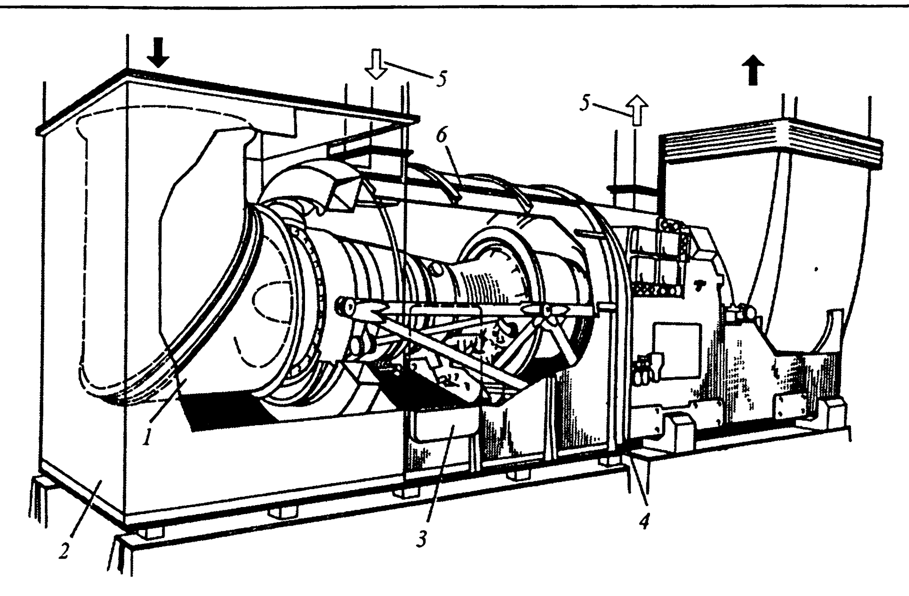



**Рис. 6.10.** Компоновка судовой ГТУ на базе авиационного двигателя в кожухе:
*1* – входной патрубок; *2* – кожух входного патрубка; *3* – вход в акустическую камеру турбокомпрессорного блока, ограниченную кожухом; *4* – гибкое сочленение между силовой турбиной и акустической камерой; *5* – патрубки подвода и отвода воздуха на вентиляцию акустической камеры; *6* – кожух акустической камеры

При назначении АГТД в качестве судовой силовой установки, кроме изменений в схеме двигателя, необходимо также предусмотреть меры, обеспечивающие удовлетворительную работу ГТД в условиях движения судна: установку сепараторов влаги и фильтров при входе в двигатель, применение покрытий для деталей компрессора и устройств для периодической чистки компрессора от отложений, а также усиление подшипниковых узлов. Для снижения уровня шума и теплового излучения турбокомпрессорный блок двигателя иногда заключают в звуконепроницаемый кожух, состоящий из частей *2* и *6* (рис. 6.10). Кожух покрывают изнутри звукоизоляционным материалом и обеспечивают вентиляцию камеры между турбокомпрессорным блоком и кожухом, для чего через патрубки *5* подводят и отводят охлаждающий воздух. Кроме того, во входном воздушном канале и в выпускной системе двигателя устанавливают специальные шумоглушители, облицовывают стены машинного отделения звукопоглощающими материалами, изолируют механизмы с помощью кожухов и перегородок и применяют амортизаторы, уменьшающие передачу вибраций на корпус судна.

Можно выделить три основных направления проектно-конструкторских и технологических работ при создании стационарной ГТУ или транспортного ГТД на базе АГТД: применение в качестве исходного объекта всего авиационного ГТД; применение отдельных узлов (модулей) исходного авиационного ГТД; использование научного, инженерного и производственного опыта авиационного двигателестроения и производственных возможностей предприятий этой отрасли.

Эти три возможных направления определяют и три различных уровня конверсии.

Первое направление не всегда оказывается целесообразным прежде всего потому, что специфические условия наземного (морского) применения делают излишними, а порой и вредными особенности схемы, конструкции и параметров, определяемых летными условиями. Кроме того, в этом случае все равно не обойтись без некоторой доработки исходного двигателя.

Второе направление может рассматриваться как промежуточное и, по-видимому, является наиболее перспективным.

Третье направление представляется в последнее время целесообразным, так как позволяет получить газотурбинную часть новой установки или двигателя, полностью соответствующую условиям конкретного применения, при использовании опыта и возможностей специализированного авиационного производства.

Однако в полной мере ни одно из направлений не реализуется, и подобное деление пригодно лишь для исходной систематизации.

Наличие различных возможностей в использовании авиационных ГТД, как и многообразие схем и конструкций самих ГТД, обусловливают необходимость рассмотрения возможных вариантов преобразования исходных ГТД в стационарные и транспортные.

Наиболее простым для использования в качестве энергетической ГТУ или транспортного ГТД представляется турбовинтовой (турбовальный) авиационный (вертолетный) двигатель, у которого механическая энергия выводится на внешний вал и может непосредственно использоваться. Мощность таких установок получается небольшой, поскольку она невелика и у исходного двигателя.

В одно- и двухконтурных ТРД свободная энергия реализуется в виде кинетической энергии выхлопной струи газов, поэтому необходимы специальные конструкторские мероприятия и изготовление новых (а иногда удаление лишних) устройств для преобразования этой энергии в механическую энергию на вращающемся валу. Единичные мощности, которые получают в подобных энергоустановках, могут быть большими (несколько десятков мегаватт), а соединение нескольких преобразованных двигателей в одну установку многократно увеличивает эту мощность.

Наиболее распространенными в настоящее время и перспективными являются ТРДД. Кроме того, в ряде случаев может потребоваться воздушный поток второго (внешнего) контура, поэтому целесообразно прежде всего рассмотреть схемы и основные параметры наиболее распространенных ТРДД.

Возможные схемы турбокомпрессорной части современных авиационных ТРДД показаны на рис. 6.11.

Подавляющее большинство современных ТРДД выполнено по двухвальной схеме, поэтому будем рассматривать главным образом двигатели этого типа.

Возможны два варианта использования двухвальных ТРДД (и ТРД) для создания ГТУ или газотурбинных частей комбинированных установок:

1) в дополнение к исходному ТРДД (рис. 6.12, *а*) устанавливается силовая (свободная) турбина $T_{св.доп}$, передающая мощность на вал нагрузки (электрогенератора, газового компрессора, насоса и т. д.);

2) предполагается демонтаж КНД исходного двигателя и превращение ТНД этого двигателя в свободную (силовую) турбину ТНД ($T_{св}$), мощность которой используется, например, для привода потребителя (рис. 6.12, *б*).

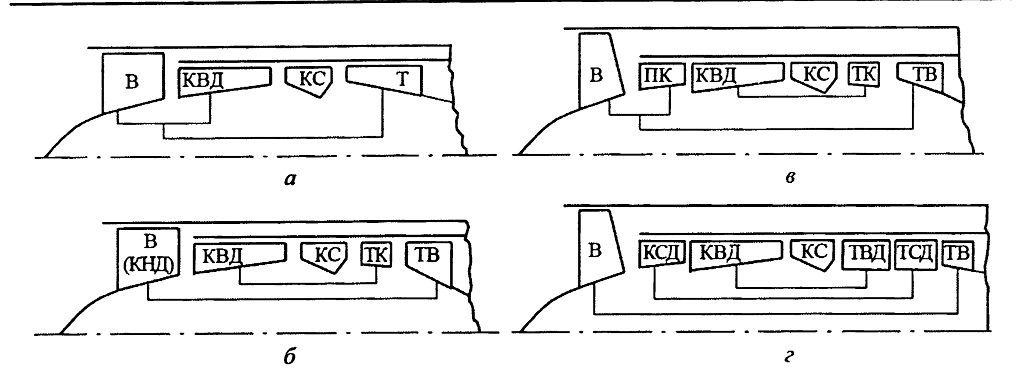



**Рис. 6.11.** Схемы турбокомпрессорной части современных авиационных ТРДД:
*а* – одновальный; *б* – двухвальный; *в* – двухвальный с подпорными ступенями; *г* – трехвальный; В (КНД) – вентилятор (компрессор низкого давления); КСД, КВД, ПК – соответственно компрессоры среднего, высокого давления и подпорный; КС – камера сгорания; ТК (ТВД) – турбина компрессора (турбина высокого давления); ТВ (ТНД) – турбина вентилятора (турбина низкого давления)

Достоинства первого варианта преобразования ТРДД: в качестве исходного используется существующий двигатель, полностью укомплектованный многими необходимыми системами и агрегатами; силовая турбина проектируется в соответствии с техническим заданием на необходимую частоту вращения ротора, соединяемого с валом нагрузки, поэтому не требуется редуктор; компоновка нового двигателя получается естественной, поскольку вал силовой турбины направляется в сторону выхлопа газового потока; новый ГТД эксплуатируется на режимах, близких к расчетным для всех своих элементов.

Основное достоинство второго варианта – отсутствие необходимости разрабатывать и строить новую свободную турбину, что может оказаться важным при

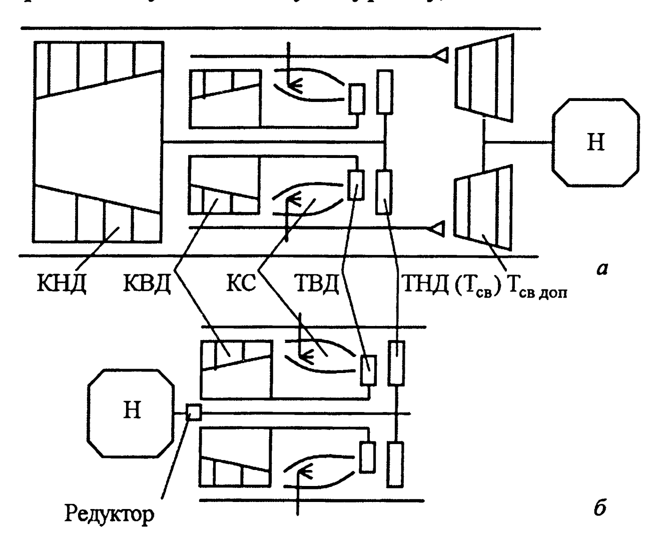



**Рис. 6.12.** Возможные схемы преобразования двухвальных ТРДД для создания ГТУ:
Н – нагрузка; $Т_{св}$ – свободная турбина; $Т_{св.доп}$ – дополнительная турбина

быстром создании ГТУ на базе имеющегося авиационного ГТД. Однако уменьшение общей степени повышения давления и соответствующее уменьшение расхода воздуха через компрессор из-за демонтажа компрессора низкого давления приводит к заметному снижению термодинамической эффективности ГТУ, т. е. к уменьшению ее эффективного КПД и мощности.

## 6.2. Основные параметры и характеристики

### Рабочие тела, процессы смесеобразования и горения топлива в камерах сгорания

***Источники энергии и рабочие тела реактивных двигателей.*** Источником энергии в ВРД любого типа является топливо, химическая энергия которого преобразуется в тепловую в результате экзотермических реакций, происходящих при наличии окислителя – кислорода воздуха, проходящего через двигатель. Чем больше высота полета, тем плотность воздуха меньше, содержание кислорода в воздухе уменьшается и тяга ВРД падает, в связи с этим ВРД эффективен при полетах на высоте до 30...50 км.

В ВРД применяется топливо для реактивных двигателей. Теплота сгорания и плотность топлива оказывают непосредственное влияние на такие важные параметры летательного аппарата, как дальность полета, возрастающая пропорционально повышению низшей теплоты сгорания $Q_н^р$. В ряде случаев оказывается целесообразным применять топлива с меньшей теплотой сгорания, которые требуют для сгорания меньше воздуха и поэтому дают более высокую температуру продуктов сгорания. Например, для сжигания бериллия требуется почти вдвое меньшее количество воздуха $l_0$, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг жидкого топлива (7,7 вместо 14,8 кг). Температура горения при этом увеличивается до 4200 K (вместо 2520 K). Такое топливо обеспечивает большую реактивную тягу, скорость полета и может применяться для форсажных камер ТРД.

Из чистых элементов лишь водород, бериллий и бор имеют бóльшую теплоту сгорания, чем керосин. Водород является перспективным топливом для ВРД самолетов, имеющих большие скорости полета. Однако применение водорода затруднено вследствие высокой его летучести, взрывоопасности смеси с воздухом, трудности хранения (его температура ожижения примерно 20 K). Другим перспективным топливом является метан $CH_4$ с несколько бóльшими теплотой сгорания и хладоресурсом (в 3 раза), чем обычное топливо для реактивных двигателей.

В качестве топлив для ВРД рассматриваются также металлоорганические соединения бора с водородом. Недостатками бороводородного топлива являются высокая токсичность и химическая активность, а также легкая воспламеняемость на воздухе.

В камеру сгорания ЖРД подаются окислитель и топливо. Основными окислительными элементами являются кислород, фтор, хлор и различные химические соединения на их основе. Основными горючими элементами ЖРД являются углерод, водород, металлы (алюминий, магний, бор, бериллий и др.), а также соединения этих элементов.

В комбинированных ракетно-прямоточных двигателях (РПД) в качестве жидкого топлива, подаваемого в газогенератор, рассматривается керосин, а в качестве окислителя – диоксид азота $N_2O_4$. Возможно эффективное использование в таких двигателях твердого топлива, содержащего присадки металлов, а также бора. Этому топливу при высоком содержании в нем металлов свойственны хорошие энергетические характеристики, эффективное и устойчивое горение, отсутствие агломерации частиц в конденсированной фазе. В типичном твердом топливе для РПД содержится до 50 % бора; столь высокое содержание металла обеспечивает получение максимального объемного импульса.

***Процессы смесеобразования и горения топлива в камерах сгорания.*** В камерах сгорания ВРД протекают реакции горения топлива, в результате которых высвобождается термохимическая энергия, расходуемая на повышение энтальпии рабочего тела (смеси воздуха и продуктов сгорания топлива).

Основная и форсажная камеры характеризуются различными подогревами рабочего тела. В основных камерах сгорания подогрев относительно невелик и составляет 900...1000 К при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \approx 2{,}2...2{,}6$, в форсажных – до 1500...1800 К при $\alpha \approx 1$.

Для сравнения различных камер сгорания при их конструировании часто используют понятие удельной объемной теплонапряженности [Дж/(м$^3$ · Па · ч)]

$$Q_{vp} = Q_{\text{к.с}}/(V_m p_\text{к}^*) = m_\text{т} Q_\text{н}^\text{р} \eta_\text{г} 3600/(V_m p_\text{к}^*),$$

где $Q_{\text{к.с}}$ – теплота, выделившаяся в процессе сгорания в камере за 1 ч, Дж/ч; $V_m$ – объем жаровой трубы камеры, м$^3$; $p_\text{к}^*$ – давление воздуха на входе в камеру, Па; $m_\text{т}$ – секундный расход топлива, кг/с; $\eta_\text{г}$ – коэффициент полноты сгорания.

Для основных камер ВРД $Q_{vp} = (1{,}2...6{,}5) \cdot 10^6$ Дж/(м$^3$ · Па · ч), для форсажных камер и камер ПВРД $Q_{vp} = (6{,}5...11) \cdot 10^6$ Дж/(м$^3$ · Па · ч). Теплонапряженность камер сгорания подъемных двигателей самолетов вертикального взлета и посадки в 1,5...2 раза выше, чем в маршевых ВРД.

К основным камерам сгорания ВРД предъявляются следующие требования.

1. Высокое значение полноты сгорания $\eta_\text{г}$ на всех режимах работы двигателя, что повышает надежность работы ВРД (топливо сгорает в камере и не попадает на лопатки турбины). Под коэффициентом полноты сгорания понимают отношение действительного приращения энтальпии газа к количеству теплоты, подведенному с топливом, т. е.

$$\eta_\text{г} = (h_\text{г}^* - h_\text{к}^*)/Q_{\text{к.сг}},$$

где $h_\text{г}^*$ и $h_\text{к}^*$ – энтальпия газов на выходе из камеры сгорания и на входе в нее; $Q_{\text{к.сг}} = m_\text{т} Q_\text{н}^\text{р}$ – теоретическое количество теплоты, которое может быть получено при полном сгорании поступающего в камеру топлива с расходом $m_\text{т}$, имеющего теплоту сгорания $Q_\text{н}^\text{р}$.

У основных камер сгорания ВРД на расчетном режиме $\eta_\text{г} \approx 0{,}97...0{,}98$. На нерасчетных режимах полнота сгорания заметно ухудшается. В форсажных камерах $\eta_\text{г} \approx 0{,}9...0{,}95$ (бóльшие значения $\eta_\text{г}$ соответствуют большей длине камеры).

2. Малое гидравлическое сопротивление. Сопротивление камеры оценивается коэффициентом гидравлического сопротивления $\xi_{\text{к.с}} = 2(p_\text{к}^* - p_\text{г}^*)/(\rho w^2)$ ($\rho$ и $w$ – плотность и скорость воздуха на входе в камеру сгорания) либо коэффициен-

том восстановления полного давления $\sigma_{\text{к.с}} = p_{\text{г}}^* / p_{\text{к}}^* = (p_{\text{к}}^* - \Delta p_{\text{к.с}}^*) / p_{\text{к}}^* = 1 - \Delta p_{\text{к.с}}^* / p_{\text{к}}^*$. Здесь $p_{\text{к}}^*$ и $p_{\text{г}}^*$ – полное давление на входе и выходе из камеры. У основных камер сгорания $\sigma_{\text{к.с}}^* = 0{,}92...0{,}97$, у форсажных $\sigma_{\text{ф.к}}^* = 0{,}88...0{,}95$.

3. Камеры должны иметь малые длину и поперечное сечение, т. е. малые рабочий объем и массу. Объем камеры тем меньше, чем больше ее теплонапряженность $Q_{vp}$.

4. Определенная форма поля температур рабочего тела при выходе из камеры сгорания в радиальном направлении в зависимости от напряжений в сопловых и рабочих лопатках первой ступени турбины и по возможности равномерное поле в окружном направлении.

5. Быстрое и безотказное воспламенение топлива в камере сгорания и протекание процесса сгорания без вибраций, срывов пламени при любых условиях эксплуатации.

6. Камера должна работать без ремонта в определенный гарантированный период времени.

7. Минимальное количество токсичных компонентов в продуктах сгорания (оксида углерода, несгоревших углеводородов и оксидов азота).

Противоречивость некоторых приведенных требований обусловливает необходимость длительных испытаний. Для облегчения и ускорения доводки камер применяются методы математического моделирования процессов смесеобразования и горения в камерах.

Основные камеры сгорания ВРД размещают обычно так, чтобы их внешний диаметр был равен наружному диаметру корпуса компрессора или турбины или несколько превышал его. Известные значения теплонапряженности, расхода и теплоты сгорания топлива, давления на входе в камеру сгорания дают возможность в первом приближении определить объем, а по нему – внутренний диаметр и длину камеры.

По компоновке камеры подразделяют на три типа (рис. 6.13). Все основные камеры сгорания ВРД имеют во входной части диффузор *1* (рис. 6.14), в котором скорость воздуха снижается со 150...200 м/с на входе до 50...70 м/с. В диффузоре поток воздуха разделяется на две части. Меньшая часть (20...50 %) – первичный воздух – проходит внутрь жаровой трубы *4* через ее головную часть, называемую фронтовым устройством *2*, а также через систему отверстий *5* (перфорации или щели) в передней части жаровой трубы *4*. Остальной воздух – вторичный – протекает между кожухом камеры *12* и жаровой трубой *4* и затем поступает в жаровую трубу через систему отверстий или щелей в ее стенках. Через форсунку *3* впрыскивается топливо, образующее конус распыла *6*, и сгорает в первичном воздухе. Фронтовое устройство создает циркуляционную зону *9* обратных токов *8*, обеспечивающую устойчивость горения и удерживающую факел пламени в камере.

На ее границе непрерывно поджигается подготовленная топливовоздушная смесь, создающая зону горения *10*. Для интенсификации процессов тепло- и массообмена применяется турбулизация потока с помощью завихрителей, устанавливаемых во фронтовом устройстве, центробежных топливных форсунок, а также путем подвода струй воздуха через отверстия в стенках жаровой трубы. Кроме того, часть топлива сгорает также в турбулентных «следах» *11*, образующихся при истечении воздуха из отверстий *5*.

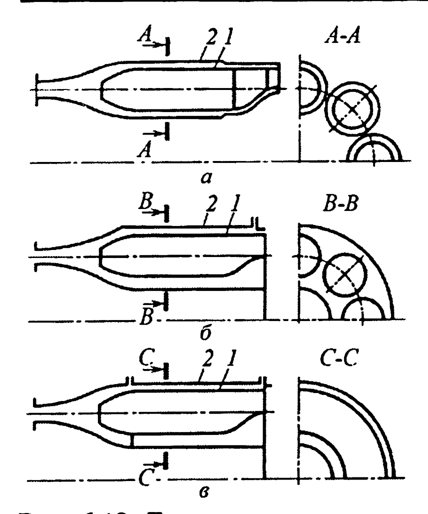



**Рис. 6.13.** Типы основных камер сгорания ВРД:
*а* – индивидуальная или трубчатая; *б* – блочная или трубчато-кольцевая; *в* – кольцевая; *1* – жаровая труба; *2* – корпус

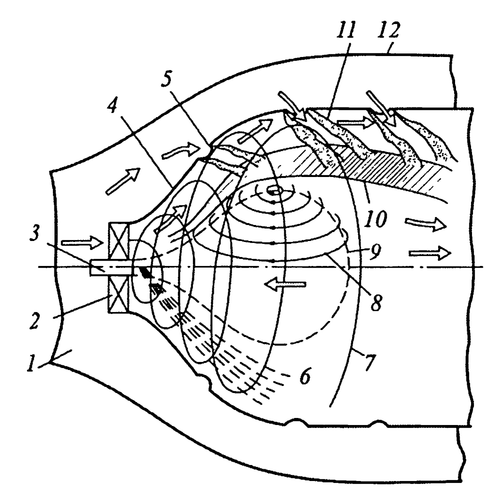



**Рис. 6.14.** Схема процесса в основной камере сгорания ВРД:
*1* – входной диффузор; *2* – фронтовое устройство; *3* – форсунка; *4* – жаровая труба; *5* – отверстие в жаровой трубе; *6* – конус распыла топлива; *7* – завихренный воздух; *8* – обратные токи; *9* – циркуляционная зона; *10* – зона горения; *11* – турбулентные следы; *12* – кожух

За фронтовым устройством в зоне горения происходит эффективное сгорание смеси ($\alpha$ = 1,1...2). Втекание относительно холодного вторичного воздуха через последующие ряды отверстий обеспечивает снижение температуры продуктов сгорания до среднемассовой и формирует поле температур на выходе из камеры.

Для распыливания жидких углеводородных топлив в камерах сгорания ВРД в основном применяют центробежные форсунки. В центробежной форсунке (рис. 6.15, *а*) жидкость подается через тангенциальный входной канал *1*. На выхо-

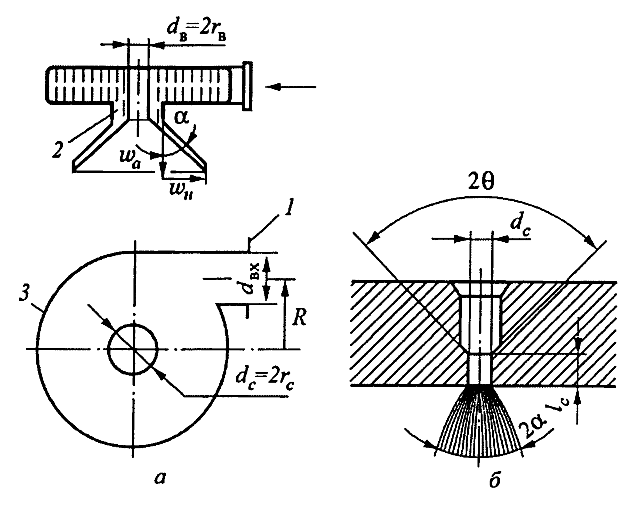



**Рис. 6.15.** Схемы форсунок реактивных и ракетных двигателей:
*а* – центробежной; *б* – струйной; *1* – входной канал; *2* – сопло форсунки; *3* – корпус

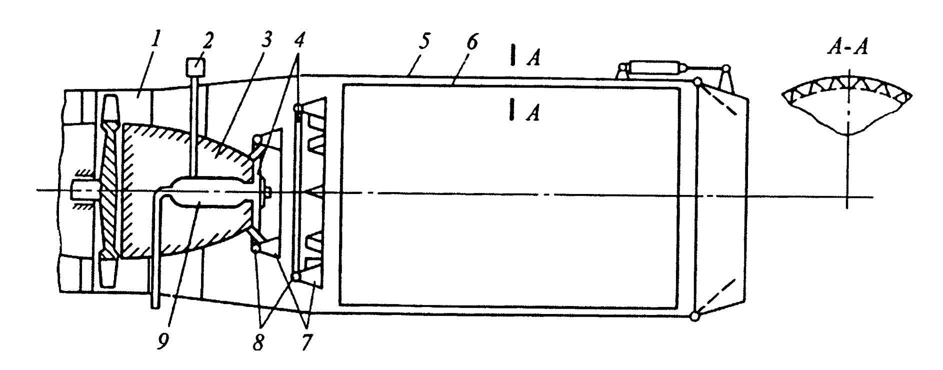



**Рис. 6.16.** Схема форсажной камеры ТРД:
*1* – кольцевой диффузор за турбиной; *2* – воспламенитель; *3* – конический обтекатель; *4* – топливные коллекторы; *5* – корпус камеры; *6* – экран; *7* – стабилизаторы пламени; *8* – форсунки; *9* – форкамера

де из сопла *2* струя преобразуется в пленку конической формы, которая под действием центробежных сил распадается на капли размером до нескольких десятков микрометров.

В камерах сгорания ЖРД, кроме центробежных, применяют струйные форсунки. Струйная форсунка (рис. 6.15, *б*) подает компонент топлива в виде компактной струи, которая при характерных для ЖРД небольших перепадах давления распадается на капли крупных размеров. При этом угол распыла $2\alpha$ у струйных форсунок небольшой и составляет 5...20°, а дальнобойность достаточно велика. Поэтому с помощью таких форсунок сложно достигнуть хорошего смесеобразования, обеспечивающего полное сгорание топлива в минимальном объеме камеры сгорания.

К форсажным камерам ТРДФ, камерам второго контура ТРДДФ и камерам сгорания ПВРД предъявляют те же требования, что и к основным камерам сгорания ВРД. Основное отличие этих камер заключается в том, что коэффициент избытка воздуха в таких камерах близок к единице, вследствие чего объем камеры не делится на первичную и вторичную зоны. При большой скорости газа за турбиной стабилизировать пламя трудно, поэтому перед форсажной камерой ТРД предусматривают кольцевой диффузор *1* (рис. 6.16), в котором скорость уменьшается с 350...400 до 120...160 м/с. Для создания постоянного на форсажных режимах (дежурного) факела пламени в коническом обтекателе *3* располагают форкамеру *9*. В нее подают либо воздух от компрессора и топливо, либо топливовоздушную смесь. Топливо или смесь поджигается от воспламенителя *2*.

В камерах ПВРД топливо сгорает в чистом воздухе, а не в продуктах сгорания. Процессы смесеобразования и сгорания подбирают в зависимости от назначения двигателя. Так, для разгонного двигателя, работающего на режимах максимальной тяги, применяют одноконтурные камеры сгорания (рис. 6.17). При входе в камеру устанавливают спрямляющую решетку *1*. Топливные форсунки располагают на одном, двух или нескольких коллекторах *2*. Объем камеры обычно не делится на зоны, а испарение капель и смешение воздуха с топливом происходят в потоке, движущемся со скоростью 80...100 м/с, на длине 300...400 мм. Вблизи стенок создается контур охлаждения *4* корпуса, в который поступает часть воздуха, по-

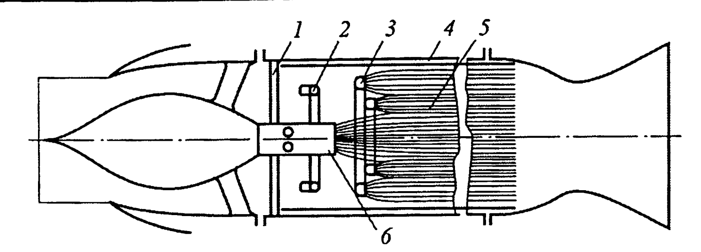



**Рис. 6.17.** Схема камеры сгорания ПВРД

степенно вытекающего через щели экрана в объем камеры. Форкамера *6* создает постоянно действующий факел пламени. Стабилизация пламени осуществляется с помощью кольцевых или радиальных плохообтекаемых тел V-образного сечения – стабилизаторов пламени *3*. Зоны горения смеси за стабилизаторами смыкаются и образуют общую зону горения *5*.

Сложные процессы смешения, воспламенения и горения происходят в ракетно-прямоточных двигателях на твердом топливе, например, содержащем бор. В таких двигателях из сопла газогенератора истекают продукты сгорания, содержащие металлические частицы, которые воспламеняются и горят в потоке воздуха.

## Параметры, характеризующие эффективность и экономичность работы реактивного двигателя

Важным параметром любого ТРДД является степень двухконтурности $y = m_{вн} / m_{вв}$, определяемая отношением расхода воздуха $m_{вн}$ во внешнем контуре к расходу воздуха $m_{вв}$ во внутреннем контуре. В зависимости от назначения двигателя $y$ меняется в широких пределах, от 0,4 до 8. Значение $y$ влияет на удельные параметры двигателя, его характеристики и конструкцию. Поскольку в ТРД $m_{вн} = 0$ и $y = 0$, этот тип двигателя является частным случаем ТРДД.

Качество реактивного двигателя оценивается при помощи ряда параметров, характеризующих эффективность и экономичность его работы как тепловой машины и движителя. Реактивная тяга ГТД – основной его параметр.

***Эффективная реактивная тяга*** – результирующая газодинамических сил давления и трения, приложенных к внутренней ($P_{вн}$) и наружной ($P_{нар}$) поверхностям двигателя, с учетом внешнего сопротивления.

Эффективная реактивная тяга

$$P_{эф} = P_{вн} + P_{нар}. \tag{6.1}$$

Пусть реактивный двигатель прямой реакции заключен в отдельную гондолу (или корпус). В этом случае режимы работы двигателя не влияют на обтекание летательного аппарата. Двигатель, тягу которого необходимо определить, вместе с гондолой следует мысленно заключить в контрольный контур. На рис. 6.18 контур ограничен наружной поверхностью струи, проходящей через двигатель, и двумя сечениями: н–н и с–с. Сечение н–н выбрано в невозмущенном участке потока, а сечение с–с – на срезе реактивного сопла, в котором параметры потока принимаются постоянными. Двигатель принимается неподвижным, а воздух движется

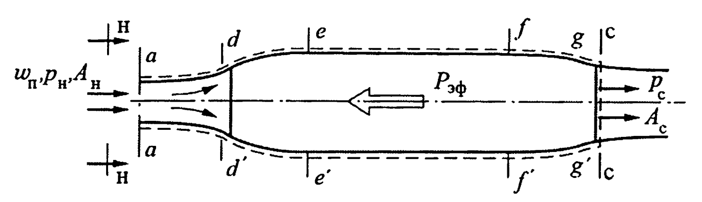



**Рис. 6.18.** Контрольный контур для определения тяги реактивного двигателя

относительно него со скоростью полета $w_п$. Весь поток воздуха в рассматриваемом случае разделяется на внутренний, проходящий через двигатель, и наружный, обтекающий его снаружи. Поэтому задача сводится к определению значений $P_{вн}$ и $P_{нар}$ – составляющих эффективной тяги – через параметры на границах контрольного объема.

Значение $P_{вн}$ определяется суммой сил давления и трения, действующих на все элементы двигателя, расположенные внутри гондолы. В соответствии с теоремой Эйлера (изменение количества движения секундной массы газа в данном направлении равно сумме проекций всех внешних сил, приложенных в выделенной массе, на это направление)

$$m_г w_с - m_в w_п = (p_н A_н - p_с A_с) + \int_a^d p\, dA + P_{вн}, \tag{6.2}$$

где $m_г$ и $m_в$ – секундный массовый расход газа и воздуха (на входе в двигатель и выходе из него); $w_с$ – осредненная скорость рабочего тела в сечении с–с; $(p_н A_н - p_с A_с)$ – равнодействующая сил давления воздуха и газа, приложенных к плоскостям *a–a* и с–с контрольного контура; $\int_a^d p dA$ – проекция на ось двигателя силы, действующей со стороны наружного потока на контрольный объем на участке *ad*.

В уравнении (6.2) и в уравнениях, приведенных далее, для выбранного контрольного объема знаки сил приняты так, что при действии силы против направления потока ее знак положителен, а при действии силы по направлению потока – отрицателен. Положительные силы представляют составляющие силы тяги, а отрицательные – составляющие силы сопротивления.

Из уравнения (6.2)

$$P_{вн} = (m_г w_с - m_в w_п) + (p_с A_с - p_н A_н) - \int_a^d p\, dA. \tag{6.3}$$

Значение $P_{нар}$ определяется суммой сил давления и трения на наружной поверхности *defg* контура и может быть записано так:

$$P_{нар} = -\int_d^g p\, dA - X_{тр}, \tag{6.4}$$

где $dA$ – площадь проекции элемента поверхности на плоскость, перпендикулярную направлению полета; $X_{тр}$ – сила трения наружного потока о поверхность двигателя.

С учетом выражений (6.3) и (6.4) уравнение (6.1) принимает вид

$$P_{эф} = (m_г w_с - m_в w_п) + (p_с A_с - p_н A_н) - \int_a^d p\, dA - \int_d^g p\, dA - X_{тр}. \quad (6.5)$$

Интеграл силы наружного атмосферного давления по всей поверхности контрольного объема тождественно равен нулю:

$$\oint p_н dA = p_н A_н + \int_a^d p_н dA + \int_d^g p_н dA - p_н A_с \equiv 0,$$

поэтому дополнение этим выражением правой части формулы (6.5) значения $P_{эф}$ не изменит. В связи с этим

$$P_{эф} = (m_г w_с - m_в w_п) + (p_с - p_н) A_с - \int_a^d (p - p_н)\, dA -$$
$$- \int_d^g (p - p_н)\, dA - X_{тр}. \quad (6.6)$$

Сумма первых двух слагаемых правой части выражения (6.6) не зависит от внешнего сопротивления и является тягой, определенной по внутренним параметрам (внутренней тягой):

$$P = (m_г w_с - m_в w_п) + (p_с - p_н) A_с, \quad (6.7)$$

причем $P \neq P_{вн}$, определяемой по формуле (6.3).

Интеграл $\int_a^d (p - p_н)\, dA = X_д$ представляет собой дополнительное сопротивление входного устройства, а интеграл $\int_d^g (p - p_н)\, dA = X_{рг}$ – сопротивление сил давления, действующих на гондолу двигателя. Тогда сумма сил $X_д + X_{рг} + X_{тр}$ определяет внешнее сопротивление двигателя. С учетом изложенного выражение (6.6) эффективной тяги принимает вид

$$P_{эф} = P - X_д - X_{рг} - X_{тр}. \quad (6.8)$$

Поскольку входное и выходное устройства практически не влияют друг на друга как при дозвуковых, так и при сверхзвуковых скоростях полета, их сопротивления можно рассматривать каждое отдельно. Общее сопротивление установки в этом случае делится на сопротивления входного ($X_{вх}$) и кормового (выходного) ($X_к$) устройств. Тогда

$$P_{эф} = P - X_{вх} - X_к. \quad (6.9)$$

Если двигатель располагается не в гондоле, а в фюзеляже или в основании крыла, то суммарное лобовое сопротивление установки относят к самолету. Тяга в этом случае рассчитывается по формуле (6.7). Для выявления зависимости тяги от параметров рабочего процесса, высоты и скорости полета можно использовать более простую формулу

$$P \approx m_в (w_с - w_п), \quad (6.10)$$

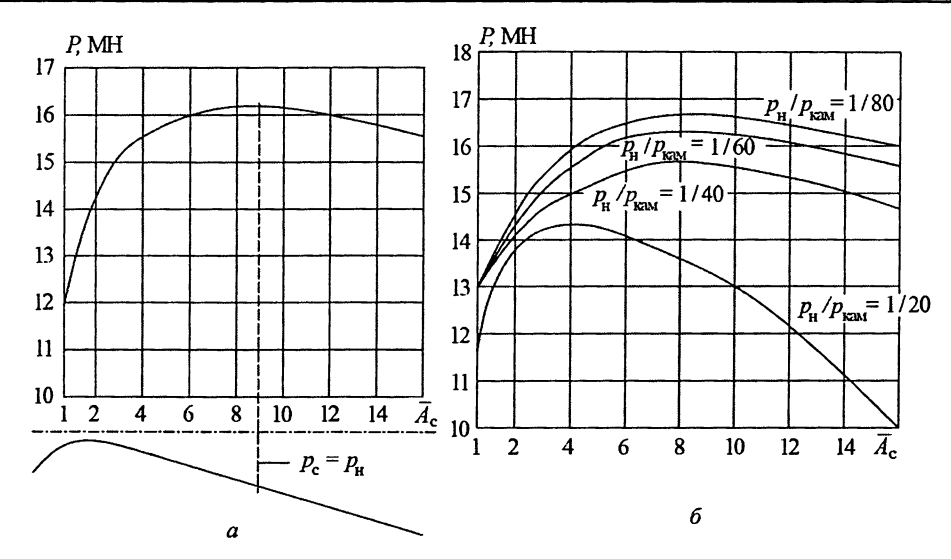



**Рис. 6.19.** Графики зависимости реактивной тяги двигателя от безразмерной площади $\bar{A}_с$ сопла, давления $p_н$ на срезе сопла и давления $p_{кам}$ в камере сгорания:
*а* – при $p_{кам}$ = const; *б* – при $p_н$ = const

полученную из формулы (6.7) в предположении равенства $m_в \approx m_г$, которое соблюдается в ВРД без форсажной камеры с точностью до 3...3,5 %, а в двигателях с форсажной камерой – до 5...6 %. Кроме того, при выводе формулы (6.10) предполагается, что $p_с = p_н$. При сверхзвуковом перепаде давлений в сопле это условие выполняется при соплах типа сопла Лаваля в случае полного расширения рабочего тела до атмосферного давления.

В ракетных двигателях расход воздуха через двигатель равен нулю, и вся масса газов, вытекающих из сопла, образуется только за счет сгорания топлива. В этом случае в уравнении (6.7) следует учесть, что $m_в = 0$; $m_г = m_в + m_т$ ($m_т$ – расход топлива). Тогда реактивная тяга ракетного двигателя

$$P = m_т w_с + (p_с - p_н) A_с. \tag{6.11}$$

На рис. 6.19 показаны зависимости реактивной тяги двигателя от безразмерной площади сопла $\bar{A}_с$ и давления $p_с$ на срезе сопла при постоянном давлении $p_{кам}$ в камере сгорания. Наибольшее значение тяги достигается на расчетном режиме работы сопла, т. е. когда геометрия сопла обеспечивает $p_с = p_н$.

***Удельная тяга*** – отношение реактивной тяги ГТД к секундному расходу воздуха.

Удельная тяга ВРД $P_{уд} = P / m_в$. В ТРДД общий расход воздуха через двигатель определяется суммой $m_{вн} + m_{вв}$, поэтому $P_{уд} = P / (m_{вн} + m_{вв})$. У двигателей непрямой реакции (например, ТВД) удельная тяга не характеризует работу двигателя, поэтому для них используют понятие общей (эквивалентной) мощности $N_e$, учитывающей тяговую мощность реактивной струи: $N_e = N_в + P w_п / \eta_в$, где $\eta_в$ – КПД винта.

Параметром, аналогичным удельной тяге, для ТВД служит удельная мощность (в Вт · с/кг) $N_{уд} = N_e / m_в = (N_в + Pw_п / \eta_в) / m_в$, т. е. мощность двигателя, приходящаяся на 1 кг воздуха, проходящего через двигатель в единицу времени.

Общая тяговая мощность ТВД в полете

$$N_P = P_\Sigma w_п = N_в \eta_в + Pw_п = N_e \eta_в,$$

где $P_\Sigma = P_в + P$ – общая тяга ТВД, состоящая из тяги винта $P_в$ и реактивной тяги $P$, вычисляемой так же, как тяга ВРД прямой реакции, по формулам (6.7), (6.10); тяга винта $P_в$ связана с мощностью, передаваемой двигателем на винт, через КПД $\eta_в$ винта так, что $P_в w_п = N_в \eta_в$. Мощность ТВД изменяется от 150...250 кВт до 12 МВт и более.

***Лобовая тяга*** – отношение тяги двигателя к его лобовой площади.

В настоящее время лобовая тяга $P_A = P / A_{mid}$ у ТРД с осевыми компрессорами достигает 120 кН/м$^2$.

***Удельный расход топлива*** в двигателе [в кг/(Н · с)] $g_{уд} = m_т / P = æ_т / P_{уд}$ или [в кг/(Н · ч)] $g_{уд} = 3600\, æ_т / P_{уд}$ ($æ_т = m_т / m_в$ – отношение секундных расходов топлива и воздуха в двигателе) определяется отношением секундного или часового массового расхода топлива к реактивной тяге, развиваемой двигателем. В настоящее время удельный расход топлива в ТРД $g_{уд}$ = 0,8...0,9 кг/(даН · ч) для условий у Земли; ТРДД имеют $g_{уд}$ = 0,35... 0,4 кг/(даН · ч).

***Удельный импульс топлива*** $I_{уд} = P/m_т = P_{уд}/æ_т = 1/g_{уд}$ характеризуется значением реактивной тяги $P$ двигателя, которая создается при сжигании 1 кг топлива в 1 с. Таким образом, значение удельного импульса обратно значению удельного расхода топлива.

***Удельная масса двигателя*** $\gamma = m_{дв} / P$ определяется отношением массы $m_{дв}$ двигателя (без воздухозаборника, топлива, масла и самолетных агрегатов) к его номинальной реактивной тяге $P$.

***Эффективный КПД реактивного двигателя*** – отношение теплоты, эквивалентной работе двигателя, к теплоте, введенной в двигатель с топливом.

В ВРД прямой реакции эффективная работа цикла определяется разностью кинетических энергий газа на выходе из двигателя и на входе в него:

$$l_e = 0{,}5(w_с^2 - w_п^2). \tag{6.12}$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = l_e / q_1, \tag{6.13}$$

где $q_1$ – подведенная в цикле теплота.

***Тяговым (полетным) КПД*** реактивного двигателя называется отношение полезной (тяговой) работы, совершаемой двигателем, к располагаемой кинетической энергии, под которой понимают увеличение кинетической энергии газового потока на выходе из сопла по сравнению с кинетической энергией входящего в двигатель воздуха:

$$\eta_P = 2\, P_{уд}\, w_п / (w_с^2 - w_п^2). \tag{6.14}$$

Тяговый КПД показывает, какая часть располагаемой кинетической энергии переходит в полезную тяговую работу; он учитывает потери кинетической энергии с продуктами сгорания, выходящими из двигателя.

Удельная тяга $P_{уд} = P / m_в$, поэтому, учитывая выражение (6.10), $P_{уд} \approx w_с - w_п$. Если подставить это значение $P_{уд}$ в уравнение (6.14), то можно получить упрощенное выражение тягового КПД, выведенное Б.С. Стечкиным:

$$\eta_P = 2/(1 + w_с / w_п). \quad (6.15)$$

Таким образом, $\eta_P$ зависит только от отношения скорости истечения газов к скорости полета. Чем больше это отношение, тем меньше тяговый КПД.

***Полный (общий) КПД*** реактивного двигателя – отношение полезной работы передвижения летательного аппарата к располагаемой энергии топлива:

$$\eta_п = P_{уд} w_п / q_1. \quad (6.16)$$

Из этого уравнения с учетом зависимостей (6.12), (6.13) и (6.14) получаем, что

$$\eta_п = \eta_e \eta_P. \quad (6.17)$$

Тяговый КПД, как следует из формулы (6.15), непрерывно увеличивается по мере роста скорости полета $w_п$. Эффективный КПД при этом также возрастает в связи с увеличением общей степени повышения давления в двигателе вследствие динамического сжатия. Следовательно, полный КПД непрерывно увеличивается с ростом $w_п$.

По значениям $\eta_п$ прежде всего оценивают экономичность работы двигателей.

Глава 7

# ПЛАЗМЕННЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

## 7.1. Основы термоядерной энергетики

### Применение плазмы в энергетических установках

*Плазмой* называется частично или полностью ионизированный газ, в котором плотности положительных и отрицательных зарядов практически равны.

Плазма – это уникальное рабочее тело качественно новой энергетической техники. Она может быть и низкотемпературной (до $10^6$ К) и высокотемпературной (более $10^6$ К). Низкотемпературная плазма используется в магнитогидродинамических (МГД) генераторах и термоэмиссионных преобразователях (ТЭП), в плазменных ускорителях и двигателях, а высокотемпературная плазма – в термоядерных энергетических установках. Плазма применяется также в лазерах в качестве активной среды (например, в газоразрядных и плазменных лазерах) или источника возбуждения лазерной активной среды.

Рассмотрим основные принципы работы и создания термоядерных энергетических установок и МГД-генераторов и установок.

### Условия осуществления термоядерной реакции

***Термоядерные реакции*** протекают при очень высоких температурах ($\approx 10^8$ К и выше) между легкими атомными ядрами.

Известно, что масса любого ядра (за исключением водорода) меньше суммы масс составляющих его протонов и нейтронов. Их разность называют дефектом массы. Дефект массы на нуклон (протон или нейтрон) равен отношению дефекта массы ядра к его массовому числу. Максимальное значение дефекта массы на нуклон приходится на массовые числа, примерно равные 60. Увеличить значение дефекта массы на нуклон, а следовательно, исходя из закона эквивалентности массы и энергии, повысить энергетический выход можно либо делением тяжелых ядер, либо синтезом (слиянием) легких ядер. Реакции деления являются основой атомной (ядерной) энергетики, а реакции синтеза – основой термоядерной энергетики.

В химических реакциях, как известно, участвуют только внешние оболочки атомов и молекул, тогда как ядра остаются неизменными. Так, реакция сгорания дейтерия (тяжелый изотоп водорода) в кислороде, сопровождаемая выделением теплоты $Q$, имеет вид

$$D_2 + O \rightarrow D_2O + Q,$$

где $Q \approx 350$ кДж/кг.

***Термоядерные реакции*** протекают только между ядрами, при этом состав ядер меняется, ядра исходных элементов исчезают и появляются ядра новых элементов. Наибольший интерес для термоядерной энергетики представляют реакции синтеза дейтерия и трития:

$$D + D \begin{cases} \rightarrow {}^3He + n + 3{,}3 МэВ \\ \rightarrow T + p + 4 МэВ \end{cases}, \quad (7.1)$$

$$D + T \rightarrow {}^4He + n + 17{,}6 \text{ МэВ}, \quad (7.2)$$

где T – тритий (сверхтяжелый изотоп водорода); $^3He$ и $^4He$ – изотопы гелия; $n$ – нейтрон; $p$ – протон.

Энергия, выделяемая при этих реакциях, более чем в $10^6$ раз превышает теплоту сгорания одного атома бензина. В обычных условиях реакции (7.1) и (7.2) не происходят, так как энергия активизации $E_A$, необходимая для преодоления кулоновского энергетического барьера, очень велика:

$$E_A = e_1 e_2 / (\varepsilon\varepsilon_0 r) \approx (0{,}01 - 0{,}1) \text{ МэВ} \approx 1{,}6 \cdot (10^{-15}...10^{-14}) \text{ Дж}, \quad (7.3)$$

где $e_1$ и $e_2$ – электрические заряды сталкивающихся ядер; $r \approx 10^{-15}...10^{-16}$ м – расстояние между ядрами.

Ядра могут преодолеть электростатический барьер, обусловленный взаимным отталкиванием ядер, только за счет кинетической энергии, и поэтому температура, при которой могут протекать термоядерные реакции синтеза, очень высока и составляет примерно $10^8...10^9$ К. При такой температуре любое вещество находится в полностью ионизированном плазменном состоянии и состоит из ядер и свободных электронов. Реакция (7.2) энергетически более выгодна, так как протекает при температуре, равной примерно $4 \cdot 10^7$ К, тогда как для осуществления реакции (7.1) необходима температура около $3 \cdot 10^8$ К.

Чтобы скорость выделения энергии соответствовала скорости выделения энергии при химических реакциях, необходимо использовать дейтерий и тритий плотностью примерно в $10^6$ раз меньше плотности бензина. Однако реальное осуществление реакций (7.1) и (7.2) исключительно сложная задача. Термоядерная реакция оказывается энергетически выгодной, если

$$\eta E_{вых} > E_{вх}, \quad (7.4)$$

где $\eta$ – коэффициент преобразования внутренней энергии в электрическую; $E_{вых}$ – энергия, выделяющаяся в процессе термоядерной реакции; $E_{вх}$ – энергия, затрачиваемая на осуществление реакции, т. е. на нагрев рабочего вещества до необходимой температуры и на компенсацию потерь на излучение.

Рассмотрим реакцию (7.2). В процессе этой реакции в единице объема выделяется энергия

$$E_{вых} = 17{,}6\, K_р n_D\, n_T\, t_р. \quad (7.5)$$

Энергия, затрачиваемая на осуществление этой реакции,

$$E_{вх} = 3kT(n_D+n_T) + E_и t_р; \qquad (7.6)$$

здесь $K_р$ – константа равновесия реакции; $n_D$ и $n_T$ – число ядер дейтерия и трития в 1 см$^3$, т. е. концентрация частиц; $t_р$ – время реакции; $k$ – постоянная Больцмана; $T$ – температура реакции; $E_и$ – потери энергии с излучением из единицы объема плазмы в единицу времени.

При температуре $T > 10^6$ К основным видом излучения плазмы является тормозное излучение, интенсивность которого

$$E_И = 1{,}5 \cdot 10^{-40} Z^2 n_i n_e \sqrt{T_e}, \qquad (7.7)$$

где $Z$ – зарядовое число; $n_i$ и $n_e$ – концентрация ионов (ядер) и электронов; $T_e$ – температура электронов.

Следует отметить, что потери на излучение достаточно велики, и лишь при температуре $T = 3{,}2 \cdot 10^8$ К и выше для реакции (7.1) и при $T = 4 \cdot 10^7$ К и выше для реакции (7.2) энергетический выход превышает радиационные потери за счет тормозного излучения. Эту температуру принято называть пороговой. В реальных условиях температура должна быть, конечно, больше пороговой. Если принять для реакции (7.2) рабочую температуру $T = 10^8$ К, то из выражения (7.4) с учетом уравнений (7.5)–(7.7) можно получить условие осуществления этой реакции в виде неравенства

$$nt_р > 10^{20} \text{ с/м}^3, \qquad (7.8)$$

где $n = n_D + n_T$ – полное число ядер.

Для реакции (7.1) при рабочей температуре $T = 10^9$ К

$$nt_р > 10^{22} \text{ с/м}^3. \qquad (7.9)$$

Условия (7.8) и (7.9) называются условиями (или критериями) Лоусона.

Таким образом, для осуществления термоядерной реакции с положительным выходом энергии необходимо плазму определенной концентрации нагреть до температуры, равной примерно $10^8...10^9$ К, и поддерживать ее в течение времени $t_р$ с обязательным выполнением условия Лоусона.

Основным, наиболее разработанным способом нагрева плазмы до необходимой температуры, является омический метод, т. е. метод нагрева плазмы протекающим через нее током. Однако с ростом температуры плазмы ее электрическая проводимость растет пропорционально $T^{3/2}$, и поэтому омический метод имеет ограничение по температуре, которая не может быть выше $10^7...2 \cdot 10^7$ К.

Это приводит к необходимости применения дополнительных (к омическому) методов нагрева плазмы. В настоящее время наиболее перспективными из них считаются инжекционный, высокочастотный, лазерный, турбулентный, адиабатный и др. Инжекционный метод основан на дополнительной инжекции быстрых нейтральных атомов дейтерия и трития в плазму. Источники быстрых нейтральных частиц называются инжекторами. Нейтральные атомы спокойно проходят через магнитное поле в уже нагретую омическим способом плазму и ионизируются. Образовавшиеся ионы удерживаются магнитным полем и, соударяясь с другими частицами, передают им часть энергии и тем самым дополнительно нагревают

плазму. Опыты по инжекционному нагреву в различных установках показывают, что температура ионов плазмы $T_i$ увеличивается почти линейно с ростом мощности инжекторов: 1...2 эВ на 1 кВт мощности.

Однако основная трудность на пути осуществления термоядерных реакций заключена в неустойчивости плазмы. При прохождении электрического тока через высокотемпературную плазму она стягивается в шнур, разрывается на отдельные сгустки, скручивается в спираль, аномально быстро дрейфует поперек магнитного поля, раскачивается различными волновыми процессами и т. д. В плазме возникает совместное движение ионов и электронов (макроскопическая или магнитогидродинамическая неустойчивость) и относительное движение отдельных групп ионов и электронов, приводящее к появлению сильных локализованных электрических полей (микроскопическая или кинетическая неустойчивость).

Системы удержания плазмы должны обеспечить устойчивое равновесие плазменного образования в течение времени $t_р$, необходимого для выполнения условия Лоусона. По времени $t_р$ термоядерные энергетические установки делят на квазистационарные и импульсные.

На рис 7.1 в координатах плотность плазмы $n$ – время удержания $t_р$ виден рубеж по критерию Лоусона для термоядерной реакции D – T $n.t_р \geq 10^{20}$ с/м³.

При квазистационарном удержании термоядерные реакции протекают в плазме невысокой плотности (поз.1 на рис. 7.1), а при инерционном удержании – в сверхплотной плазме (поз. 2 на рис. 7.1).

В квазистационарных установках плазма удерживается магнитными полями. При этом давление $p_м$, создаваемое магнитным полем, должно быть больше кинетического (газового) давления $p_г$ плазмы, т. е.

$$p_м = 0{,}5\, B^2/\mu_0 > kT(n_D + n_T),$$

где $B$ – индукция удерживающего магнитного поля.

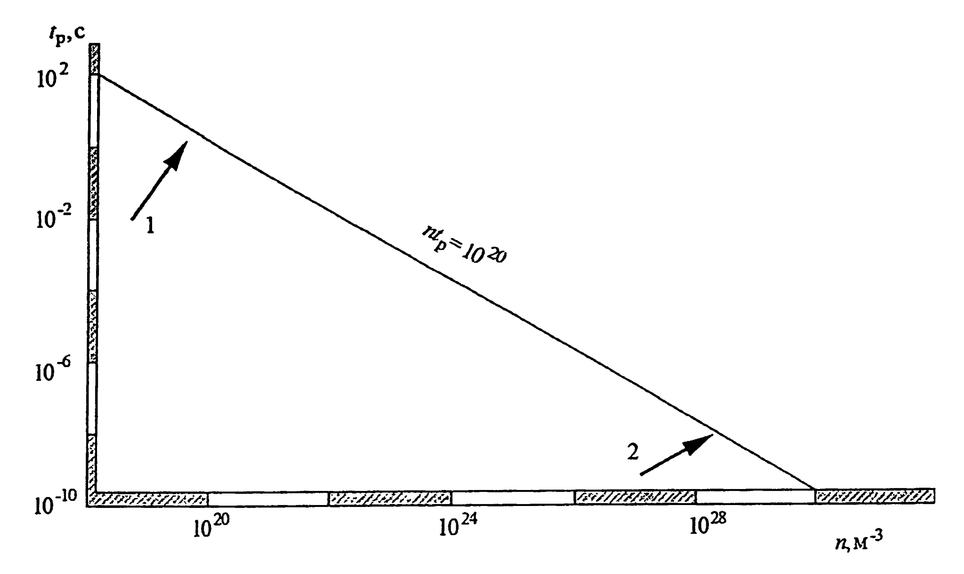



**Рис. 7.1.** Область термоядерных параметров плазмы по критерию Лоусона

Для установок этого типа значения концентрации частиц $n \approx 10^{20}...10^{22}$ м$^{-3}$, а время удержания $t \approx 10...0,1$ с.

В импульсных термоядерных установках используется инерционный метод удержания плазмы, суть которого состоит в нагреве и сжатии небольших шариков термоядерного топлива (смесь дейтерия и трития) мощным лазерным излучением или мощными релятивистскими электронными пучками (РЭП) до таких значений температуры и плотности, при которых термоядерные реакции успевают завершиться за короткое время существования свободной ничем не удерживаемой плазмы. Для установок такого типа концентрация частиц $n \approx 10^{28}...10^{31}$ м$^{-3}$, а время удержания $t \approx 10^{-11}...10^{-8}$ с.

Для получения плазмы такой высокой плотности, значительно превышающей плотность твердого водорода ($n = 4,6 \cdot 10^{28}$ м$^{-3}$), можно использовать сжатие термоядерной мишени с помощью светового давления высокой плотности или абляционного реактивного давления, создаваемого испарением поверхности мишеней.

Значение светового давления можно оценить по формуле

$$p_{св} = q/c\,(1 + R) = 3,3 \cdot 10^{-5}\, q\,(1 + R),$$

где $q$ – плотность светового потока; $c$ – скорость света; $R$ – коэффициент отражения светового потока от термоядерной мишени.

В самых мощных лазерных системах $q \approx (10^{14}...10^{17})$ Вт/см$^2$, что обеспечивает получение давления сжатия $p_{св} = 3 \cdot (10^9...10^{12})$ Па. Однако даже таких давлений для создания и удержания плазмы с необходимыми термоядерными параметрами ($n \approx 10^{28}...10^{30}$ м$^{-3}$ и $T \approx 10^8$ К) оказывается недостаточно.

Более высокие значения давлений реализуются в результате обратной реакции испаряющейся поверхности мишени, на которую воздействуют мощным лазерным излучением: $p_р = q/w$.

При характерных значениях плотности светового потока $q \approx (10^{14}...\ 10^{17})$ Вт/см$^2$ и тепловой скорости разлета молекул испаряющейся поверхности мишени $w \approx 10^6$ м/с давление сжатия достигает очень больших значений: $p_р \approx (10^{12}...10^{15})$ Па.

Для импульсных термоядерных систем наряду с критерием Лоусона не менее наглядным является другой критерий, характеризующий высокую эффективность термоядерной реакции,

$$\varepsilon = t_{разл} / t_{гор} > 1,$$

где $t_{разл}$ – время разлета мишени; $t_{гор}$ – время, необходимое для сгорания мишени.

В общем случае можно записать

$$\varepsilon = \frac{r / w_{зв}}{\dfrac{m / \rho}{<w\sigma>}} = \frac{<w\sigma>}{m / w_{зв}}\rho r > 1, \qquad (7.10)$$

где $r$, $\rho$ – радиус и плотность термоядерной мишени; $w_{зв}$ – скорость звука (скорость разлета плазмы); $\sigma$ – эффективная площадь взаимодействия; $m$ – масса мишени.

С учетом того, что $w_{зв}$ и $\langle w\sigma \rangle$ пропорциональны $T^{1/2}$, при реальных термоядерных температурах отношение $\langle w\sigma \rangle/(mw_{зв}) \sim 1$. Тогда критерий высокой эффективности для импульсных систем будет иметь вид

$$\varepsilon = \rho r > 1 \text{ г/см}^2. \qquad (7.11)$$

Более точные расчеты показывают, что высокая эффективность процесса достигается при больших значениях критерия, а именно при $\rho r > 3$ г/см$^2$. Следовательно, при характерных размерах термоядерных мишеней $r = (1... 2)$ мм плотность $\rho$ сжатой дейтерий-тритиевой термоядерной смеси должна быть больше (15...30) г/см$^3$, что более чем в 100 раз превышает плотность твердого водорода.

Эффективность систем с магнитным удержанием плазмы характеризуется отношением кинетического давления плазмы к давлению удерживающего магнитного поля:

$$\beta = p_г / p_м = kT(n_D + n_T) / [0{,}5B^2 / \mu_0].$$

При $\beta = 1$, когда магнитное поле не проникает в плазму, индукция магнитного поля имеет минимальное значение $B_{min}$. При термоядерных параметрах плазмы обычно $B_{min} \approx 1$ Тл. В реальных случаях

$$\beta < 1 \text{ и } B \approx (5...6)\, B_{min}.$$

Эффективность систем с инерционным удержанием плазмы определяется концентрацией частиц плазмы, получаемой в процессе термоядерного синтеза, так как энергия, выделяющаяся при термоядерной реакции, пропорциональна $n^2$.

## 7.2. Термоядерные энергетические установки

### Установки с реактором-токамаком

***Токамак*** – это тороидальная камера с магнитной катушкой.

Рассмотрим систему токамак по исследованию управляемого термоядерного синтеза (рис. 7.2), принцип работы которой аналогичен принципу работы трансформатора. Действительно, первичная обмотка *1* сердечника *2* питается от источника переменного тока, а вторичная обмотка – замкнутая тороидальная камера *4* – заполнена плазмой (смесью дейтерия и трития).

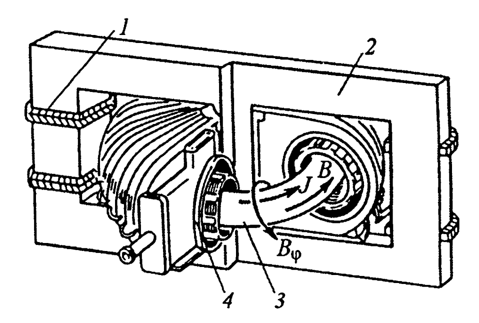


**Рис. 7.2.** Принципиальная схема токамака: *1* – первичная обмотка; *2* – сердечник; *3* – рабочая смесь; *4* – тороидальная камера

При протекании через первичную обмотку переменного тока во вторичной обмотке индуцируется продольный тороидальный ток *I*, который нагревает рабочую смесь дейтерия и трития до плазменного состоя-

ния и индуцирует полоидальное магнитное поле $B_\varphi$, которое на поверхности плазмы определяется выражением

$$B_\varphi = 0{,}5\mu_0 I / d,$$

где $d$ – радиус тора.

С помощью внешней магнитной катушки, навитой на тор, создается сильное продольное магнитное поле $B$. Совместное действие полоидального $B_\varphi$ и продольного $B$ магнитных полей стабилизирует и удерживает плазменный шнур *3*, препятствуя развитию в плазме различных неустойчивостей.

Поперечное сечение реактора-токамака показано на рис. 7.3. Термоядерные нейтроны уносят более 80% выделяющейся энергии. Они проходят через внутреннюю стенку *2* вакуумной камеры и поглощаются во внешнем бланкете *4*. Стенку *2*, ограничивающую вакуумную полость токамака, принято называть первой стенкой, так как она первой воспринимает тепловой и радиационный потоки от плазмы.

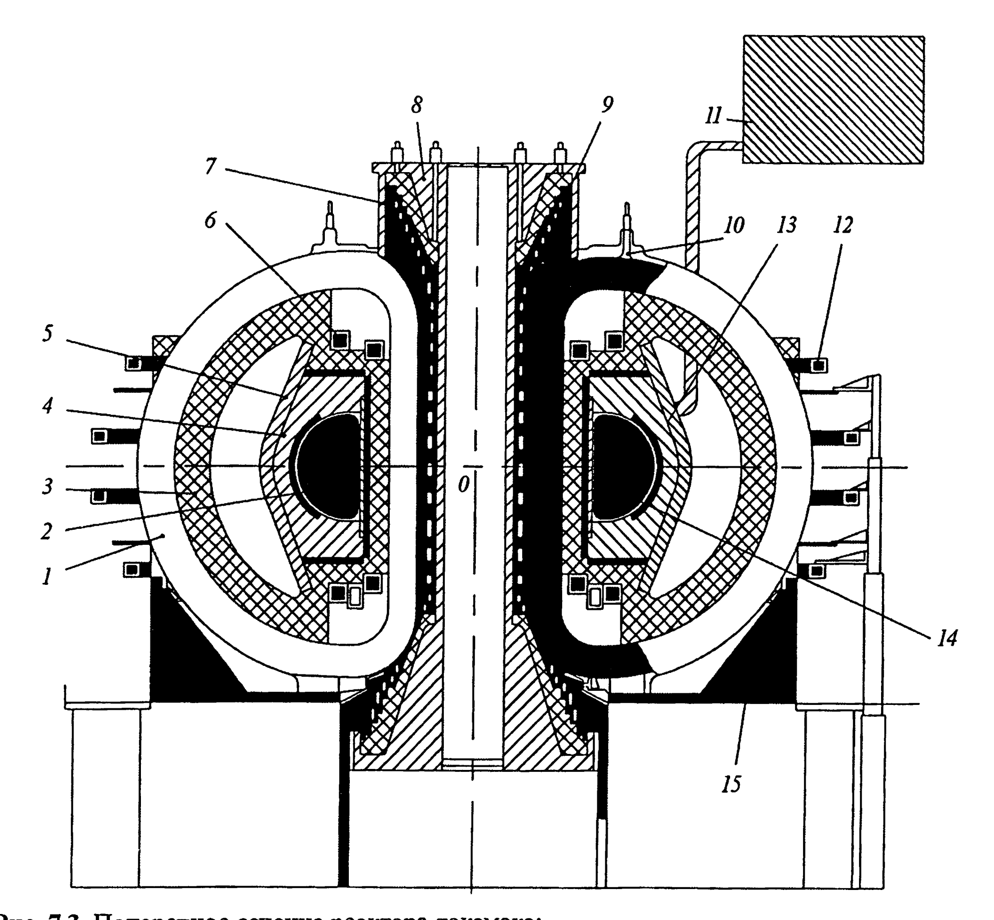



**Рис. 7.3.** Поперечное сечение реактора-токамака:
*1* – катушка тороидального поля; *2* – внутренняя стенка; *3* – защитная оболочка; *4* – внешний бланкет; *5* – катушка; *6* и *12* – катушки полоидального поля; *7* – опорная колонна; *8* – изоляция; *9* – катушка индуктора; *10* – защита от вихревых токов; *11* – источник ВЧ-питания; *13* – ввод СВЧ-энергии; *14* – плазма; *15* – опора

Размеры токамака и ресурс его работы во многом определяются материалом и размерами первой стенки. В качестве материала для ее изготовления применяют легированные стали, ниобий либо молибден, которые выдерживают тепловые потоки до $(5...6) \cdot 10^6$ Вт/м$^2$. При большей плотности теплового потока ресурс первой стенки оказывается недостаточным. Однако расширение вакуумной камеры в целях уменьшения плотности потока связано с увеличением размеров реактора и, следовательно, с большими затратами на его изготовление. Поэтому для защиты первой стенки используется вдув холодного газа между плазмой и стенкой и подача лития.

Обязательной и важной частью любой термоядерной установки является бланкет, который служит для преобразования кинетической энергии нейтронов в тепловую энергию материала бланкета и для воспроизводства трития. Бланкет заполняется литийсодержащими материалами (жидким литием, оксидом лития $Li_2O$, карбидом лития $Li_2C_2$, алюминатом лития LiAl, гомогенной смесью расплавленных солей $BeF_2 + 2LiF$ ($Li_2BeF_4$) и др.). Камеру бланкета обычно выполняют из ниобия, который выдерживает температуру до 1300 К и через который хорошо диффундирует тритий.

Для создания электромагнитных полей в термоядерном реакторе требуется значительное количество энергии. Например, для питания установки «Токамак-10» расходуется до 180 МВт электроэнергии, а для установки JET – до $7 \cdot 10^9$ Дж за один импульс. Поэтому для создания магнитных полей необходимы сверхпроводящие электромагниты. Первая установка со сверхпроводящей обмоткой «Токамак-7», созданная в нашей стране, имеет токонесущие провода из сплава ниобия и титана (NbTi). Жидкий гелий циркулирует в ней при температуре, равной примерно 4,5 К.

Для этих целей можно применять и сплав ниобия и олова $Nb_3Sn$, так как он обладает более высокими критическими характеристиками. Сверхпроводящая обмотка помещается в криостат, охлаждаемый жидким азотом. Такое усложнение конструкции необходимо, поскольку вблизи сверхпроводника находится плазма с температурой в десятки миллионов градусов.

Максимальное значение критерия Лоусона $nt = 4 \cdot 10^{19}$ с/м$^3$ в настоящее время достигнуто на токамаке FT (Италия), имеющем сильное магнитное поле ($B = 8$ Тл ), и JET (Объединенный Европейский центр, Великобритания). При этом на установке JET получен термоядерный синтез мощностью 2 МВт на «выходе».

В настоящее время большие токамаки (табл. 7.1) являются по существу лишь демонстрационными, рассчитанными на получение термоядерной реакции с энергией выхода, близкой к энергии, вложенной в плазму. Потребляемая токамаком энергия на нагрев плазмы, создание и поддержание магнитного поля, как видно из табл. 7.1, достаточно велика, в связи с чем минимальная мощность промышленного реактора-токамака должна быть не менее 2000 МВт.

***Энергетический баланс термоядерной установки с реактором-токамаком.*** Для составления энергетического баланса термоядерной установки с реактором-токамаком удобно воспользоваться ее функциональной схемой (рис.7.4).

Полезная электрическая мощность, усредненная за цикл,

$$N_п = [N_я + N_и + N_м(1 - \delta)]\eta_т - N_и/\eta_и - N_м(1/\eta_и - \delta), \qquad (7.12)$$

где $N_я$, $N_и$, $N_м$ – мощность, соответственно, термоядерного реактора, инжектора и системы создания магнитного поля; $\delta$ – доля мощности $N_м$, возвращаемая индук-

*Таблица 7.1*

| Параметр | Установки «Токамак» | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Т-10 | Т-15 | Т-20 | PLT | TFTR | JT-60 | JET |
| Большой радиус тора, м | 1,5 | 2,4 | 5 | 1,3 | 2,48 | 3 | 2,96 |
| Малый радиус тора, м | 0,35 | 0,75 | 2 | 0,4 | 0,85 | 1 | 1,25/2,1 |
| Ток плазмы, МА | 0,65 | 1,4 | 3,3 | 0,55 | 2,5 | 4,8 | 4,8 |
| Магнитное поле, Тл | 4,5 | 3,5…5,0 | 3,5 | 3,5 | 5,2 | 3,4 | 3,45 |
| Температура ионов, К | – | – | $(5\ldots10)\cdot10^7$ | $6,5\cdot10^7$ | $6\cdot10^7$ | $5\cdot10^7$ | – |
| Параметр Лоусона | $5\cdot10^{18}$ | – | $10^{20}$ | $10^{18}$ | $0,5\cdot10^{20}$ | $0,5\cdot10^{20}$ | $10^{20}$ |
| Объем вакуумной камеры, $м^3$ | 3,83 | 26,6 | 400 | 4,1 | 64 | 190 | – |
| Потребляемая пиковая мощность, МВт | 180 | – | 1680 | – | 700 | – | – |

тивным способом в систему создания магнитного поля во время выключения (реверсирования) аксиального поля; $\eta_т$, $\eta_и$ и $\eta_м$ – КПД, соответственно, теплового преобразователя, инжектора и системы создания магнитного поля.

Эффективность работы системы может быть оценена значениями КПД отдельно термоядерного реактора и установки в целом.

КПД термоядерного реактора может быть определен в виде отношения

$$\eta = [N_я - N_и - (1 - \delta)N_м] / N_я \approx (1 - 1/\lambda). \tag{7.13}$$

Причем коэффициент $\delta$ может быть намного меньше единицы или равен ей.

КПД термоядерной установки

$$\eta = N_п / N_я = [1 + N_и / N_я + N_м(1 - \delta) / N_я]\, \eta_т - \\ - (N_и / N_я\eta_и) - (N_м / N_я)(1/\eta_м - \delta). \tag{7.14}$$

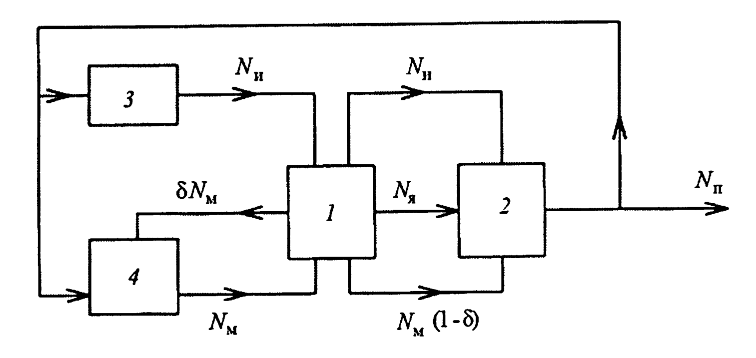



**Рис. 7.4.** Схема энергетических потоков в термоядерной установке: *1* – термоядерный реактор; *2* – тепловой преобразователь; *3* – система инжекции; *4* – магнитная система

Если принять, что $\delta << 1$, то

$$\eta = (1 + 1/\lambda)\eta_т - [\eta_м N_и + \eta_и N_м] / (\eta_и \eta_м N_я), \tag{7.15}$$

где $\lambda = N_я / (N_и + N_м)$ – полный коэффициент усиления реактора по энергии.

При работе установки соотношения мощностей $N_и$ и $N_м$ могут быть различными. Если $N_и >> N_м$ и $\delta << 1$, то выражение (7.15) принимает вид

$$\eta = (1 + 1/\lambda)\eta_т - 1/\lambda\eta_и. \tag{7.16}$$

В случае $N_и << N_м$ и $\delta << 1$

$$\eta = (1 + 1/\lambda)\eta_т - 1/\lambda\eta_м. \tag{7.17}$$

Из приведенных выражений видно, что КПД $\eta$ термоядерной энергетической установки во всех случаях близок к КПД $\eta_т$ теплового преобразователя, так как в реакторе-токамаке полный коэффициент усиления $\lambda$ достаточно велик, обычно $\lambda > 10$. Для получения более точных данных о работе установки можно использовать следующие значения: $\eta_и \approx 0{,}6...0{,}8$; $\eta_м \approx 0{,}9$; $\delta \approx 0{,}8$.

## Лазерный термоядерный синтез

В термоядерных установках с инерционным удержанием дейтерий-тритиевой плазмы реакция синтеза протекает в виде микровзрывов мишеней при воздействии на них мощным пучком лазерного излучения, пучками электронов или ионов. Симметричное облучение мишени вызывает ее сильное сжатие в основном за счет реактивной силы, возникающей при испарении внешних слоев оболочки мишени. Как показывают расчеты, около 30 % термоядерной энергии идет на нагрев мишени до высоких температур и образование разлетающейся плазмы, а около 70 % энергии уносится нейтронами.

В качестве примера рассмотрим лазерный термоядерный синтез, при котором термоядерные микровзрывы вызываются лазерным излучением.

Определим условие положительного выхода энергии для системы лазер – термоядерный реактор – тепловой преобразователь (рис. 7.5). Если энергия лазерного излучения $E_л$, КПД лазера $\eta_л$, энергия термоядерного реакторя $E_я$, КПД теплового преобразователя $\eta_т$, то при частоте $\nu$ следования микровзрывов мощность и энергию на выходе термоядерной установки можно определить по формулам

$$N = \nu E_л(\eta_т\lambda - 1/\eta_л) \quad \text{и} \quad E_{вых} = E_л(\eta_т\lambda - 1/\eta_л), \tag{7.18}$$

где $\lambda = E_я / E_л$ – коэффициент усиления реактора по энергии.

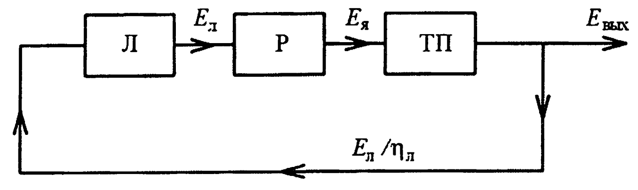



**Рис. 7.5.** Схема энергетических потоков в лазерной термоядерной установке: Л – лазер; Р – термоядерный реактор; ТП – тепловой преобразователь

Для получения положительного выхода энергии необходимо обеспечить выполнение условия $\eta_т\lambda - 1/\eta_л > 0$, что возможно только при достаточно больших коэффициентах усиления $\lambda$. Даже с учетом перспективных значений $\eta_л$ и $\eta_т$ коэффициент усиления $\lambda > 10^2$.

Полный КПД термоядерной установки можно определить отношением

$$\eta = N/\nu E_я = (1/\lambda)(\eta_т\lambda - 1/\eta_л) = (\eta_т - 1/\lambda\eta_л). \quad (7.19)$$

При заданных параметрах лазера, реактора и преобразователя увеличение полной мощности установки можно обеспечить, повышая частоту инициирования микровзрывов и число камер реактора.

Расчетные параметры микровзрывов, приведенные в табл. 7.2, свидетельствуют о возможности получения положительного выхода энергии.

*Таблица 7.2*

| Энергия лазерного излучения, кДж | Масса мишени, мг | Коэффициент усиления, $\lambda$ | Энергия термоядерного реактора $E_я$, МДж | Полное число нейтронов |
|---|---|---|---|---|
| 10 | $6 \cdot 10^{-3}$ | 80 | 0,8 | $2{,}8 \cdot 10^{17}$ |
| $10^2$ | $6 \cdot 10^{-2}$ | 110 | 11 | $3{,}9 \cdot 10^{18}$ |
| $10^3$ | 0,15 | 1000 | $10^3$ | $3{,}5 \cdot 10^{20}$ |

Анализ приведенных данных позволяет определить основные параметры лазерно-термоядерной установки: энергию лазерного излучения $E_я = (5 \cdot 10^5 ... 5 \cdot 10^6)$ Дж; пиковую мощность лазера $N_л \geq 5 \cdot 10^{14}$ Вт; КПД лазерной системы $\eta_л \geq 0{,}02...0{,}03$; коэффициент усиления $\lambda > 100$; частоту повторения микровзрывов $\nu \geq 10$ Гц.

В табл. 7.3 приведены некоторые параметры наиболее крупных лазерных установок, используемых в настоящее время для исследования лазерного термоядерного синтеза.

Лазерные комплексы, обеспечивающие получение импульсов с энергией в десятки и сотни килоджоулей (а в ближайшее время и в несколько мегаджоулей), строятся по принципу последовательно-параллельного усиления лазерного импульса, сформированного в задающем генераторе (лазере) небольшой мощности.

На рис. 7.6 приведена принципиальная схема лазерной термоядерной установки «Дельфин». Лазерный импульс энергией ~ 5 Дж, сформированный в задающем генераторе *1*, последовательно усиливается в четырех каскадах *2, 4 – 6*. При этом после каскадов усиления *2* и *4* лазерный луч с помощью светоделительных устройств *3* расщепляется на два параллельных канала, а после каскада *5* – на три параллельных канала. После выходного каскада усилителя *6* лазерные импульсы фокусируются на термоядерную мишень *7*.

Для предотвращения появления нелинейных эффектов и разрушения активной среды усилителей плотность энергии (по поперечному сечению) не должна превышать определенных пороговых значений. Так, для активных элементов из неодимового стекла $q_{пор} \approx 6...10$ Дж/см$^2$, а для смеси KrF $\approx 0{,}05$ Дж/см$^2$. Поэтому апертура усилительных каскадов возрастает с увеличением энергии лазерного импульса.

*Таблица 7.3*

| Установка, страна | Тип лазера | Число каналов (лучей) | Энергия излучения $E_л$, кДж | Длительность импульса, нс |
|---|---|---|---|---|
| «Дельфин» (Россия) | Твердотельный (неодимовый) | 12 | 10 | 2 |
| «УМИ-35» (Россия) | То же | 32 | 10 | 15 |
| «Шива» (США) | » | 20 | 20 | 0,1…3 |
| «Шива – Нова» (США) | » | 20 | 80…200 | 1…3 |
| «Гекко-XII» (Япония) | » | 12...24 | 10…30 | 1,5 |
| «Гелиос» (США) | Газовый ($CO_2$-лазер) | 8 | 10 | 1,0 |
| «Антарес» (США) | То же | 6 | 10 | 1,0 |
| «Аврора» (США) | Газовый (KrF-лазер) | 96 | 100 | 1,0 |
| «Искра-5» (Россия) | Газовый (йодный) | 12 | 36 | 0,3 |
| «Астерикс» (Германия) | То же | 1 | 0,3…0,1 | 1,0 |

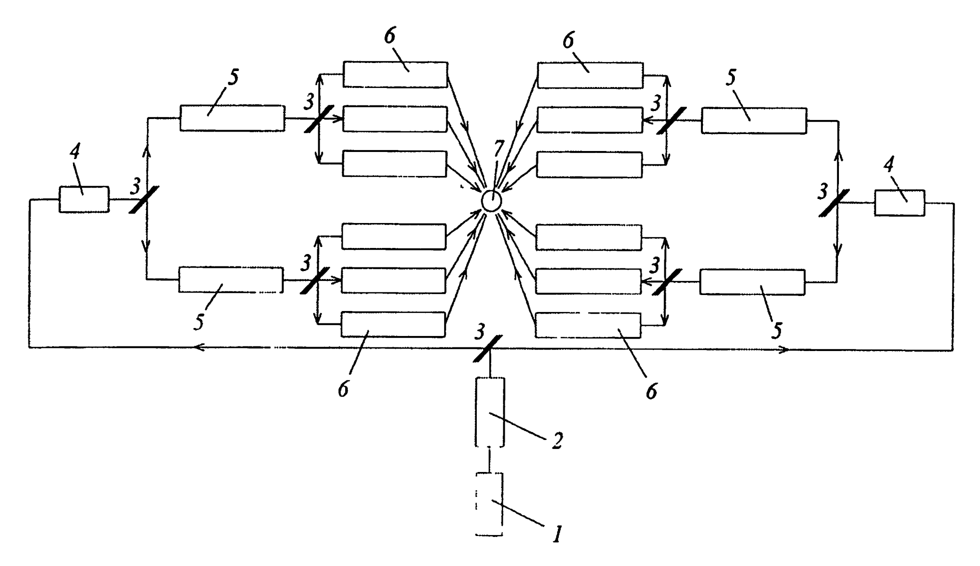



**Рис. 7.6.** Принципиальная схема лазерной термоядерной установки «Дельфин»

Полная энергия лазерного излучения на выходе из усилителя

$$E_{\text{л}} = \frac{\pi}{4} h\nu N_{\text{к}} \sum_{i=1}^{i=N_{\text{к}}} D_{\text{к}}^2 L_{\text{к}} n_i \eta_{\text{с}} æ \xi, \tag{7.20}$$

где $h\nu$ – энергия кванта излучения; $N_{\text{к}}$ – число каналов; $D_{\text{к}}$ и $L_{\text{к}}$ – диаметр и длина каскадов усилителя; $n_i$ – концентрация активных ионов; $\eta_{\text{с}}$, $\xi$, $æ$ – эффективность съема энергии, фактор равномерности заполнения апертуры усилительного канала активными ионами и фактор потерь между каскадами соответственно.

Для технологически близких элементов усилительных каскадов

$$E_{\text{л}} = h\nu V n_i \eta_{\text{с}} æ \xi. \tag{7.21}$$

Отсюда следует, что повысить $E_{\text{л}}$ можно, увеличивая общий объем $V$ активных элементов усилительного каскада и значения $n_i$ и $\eta_{\text{с}}$.

В термоядерных энергетических установках основная часть энергии выделяется в виде теплоты при относительно низких температурах. Поэтому для преобразования теплоты термоядерных реакторов как квазистационарных, так и импульсных наиболее перспективными являются тепловые циклы с МГД-генератором в сочетании с паротурбинной и газотурбинной установками.

Применяя МГД-генератор в качестве первой ступени, можно поднять верхнюю температуру цикла в квазистационарных реакторах примерно до 2500 К и в импульсных реакторах до $(2...3) \cdot 10^4$ К. В этом случае получаются достаточно высокие значения КПД термоядерных установок (около 0,6...0,8).

На рис. 7.7 приведена двухконтурная схема преобразования энергии. Первичный теплоноситель калий, проходя в реакторе *1* через литиевый бланкет, нагревается до температуры, равной примерно 1200...1300 К, и приводит в действие калиевую турбину *2*, затем поступает в теплообменник *3*, нагревает в нем водяной пар до температуры около 850...900 К, который, в свою очередь, срабатывает в паровой турбине *4*.

Схема термоядерной двухконтурной установки с МГД-генератором и паровой турбиной приведена на рис. 7.8. Часть энергии плазмы, вытекающей из реактора *1*, преобразуется в электрическую энергию в канале МГД-генератора *2*. Затем плазма проходит через теплообменник *3*, нагревая рабочее тело паротурбинного цикла. Через этот же теплообменник *3* проходит и теплоноситель, охлаждающий бланкет. Рабочее вещество (водяной пар) нагревается в теплообменнике *8* примерно до 900 К и затем срабатывает в турбине *7*. Во втором контуре термоядерных установок могут использоваться не только паровой, но и газовый и парогазовый циклы.

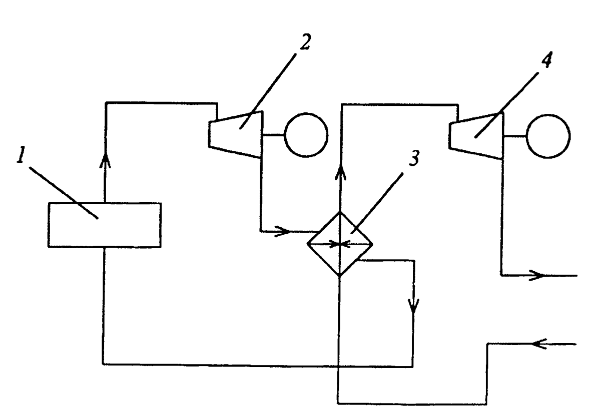


**Рис. 7.7.** Двухконтурная схема преобразования энергии

При разработке лазерных термоядерных установок в основном

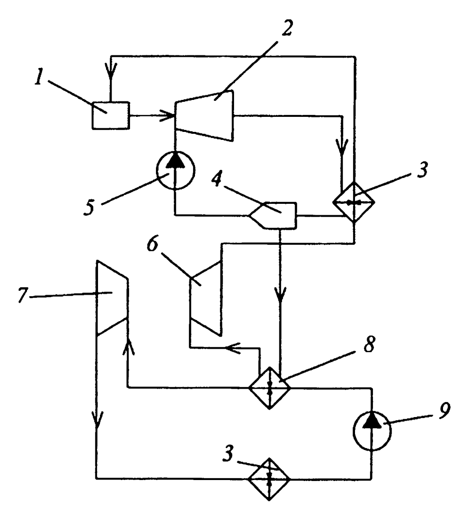



Рис. 7.8. Схема термоядерной двухконтурной установки с МГД-генератором и паровой турбиной:
*1* – реактор; *2* – МГД-генератор; *3* и *8* – теплообменники; *4* – фильтр; *5* – насос подачи присадки; *6* – компрессор; *7* – турбина; *9* – насос

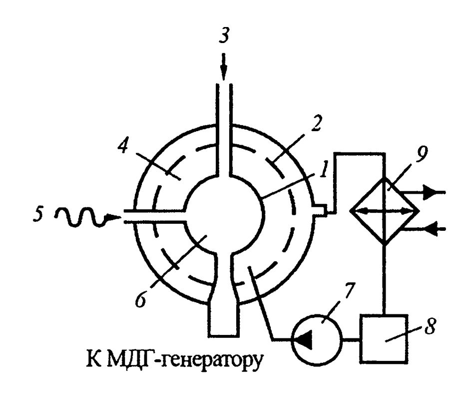



Рис. 7.9. Схема лазерной термоядерной установки с «влажной стенкой»:
*1* – пористая внутренняя стенка; *2* – силовая стенка; *3* – инжекция мишеней; *4* – бланкет (расплавленный литий); *5* – лазерный луч; *6* – камера; *7* – насос; *8* – система выделения трития; *9* – теплообменник

предусматривается преобразование энергии синтеза сначала в теплоту, а затем в электрическую энергию. Важной задачей при создании таких установок, как и в реакторах-токамаках, является обеспечение защиты первой стенки реактора, воспринимающей мощный тепловой удар от термоядерного микровзрыва.

Схема лазерной термоядерной установки с тепловым циклом показана на рис. 7.9. Камера *6* реактора окружена пористой внутренней стенкой *1* и бланкетом *4* из расплавленного лития. Этот вариант защиты обычно называют «влажной (или «потеющей») стенкой». Жидкий литий из бланкета *4* проходит через пористую стенку *1*, и на ее внутренней поверхности образуется защитный слой толщиной около 1 мм. При термоядерном микровзрыве пленка жидкого лития испаряется, а в промежутках между импульсами снова восстанавливается. Образовавшаяся во время микровзрыва плазма вместе с парами защитной литиевой пленки поступает в канал МГД-генератора, где теплота плазмы преобразуется в электрическую энергию. Большую часть энергии микровзрыва уносят быстрые нейтроны. Они проходят в бланкет и нагревают содержащийся в нем литий до температуры ~ 1273 K. Теплота этого теплоносителя преобразуется в электрическую энергию.

Одна из конструкций камеры гибридного опытного лазерного термоядерного реактора мощностью 3,4 ГВт, разработанная в Физическом институте имени П.Н. Лебедева, приведена на рис. 7.10.

Камера с внутренним диаметром, равным 10 м, имеет цилиндрическую форму. По образующей внутренняя поверхность камеры формируется вертикальными трубами *5*, каждая из которых содержит несколько встроенных трубок, заполненных шариками металлического урана и эвтектикой $Li_{17}Pb_{83}$. Межтрубное пространство также заполняется эвтектикой $Li_{17}Pb_{83}$, которая является теплоносителем, циркулирующим в контуре и отдающим теплоту пароводяному теплоносителю в

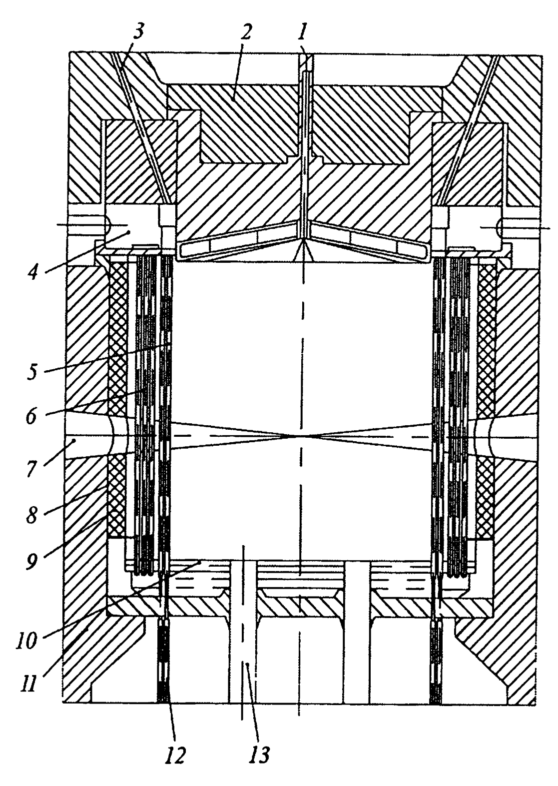



**Рис. 7.10.** Камера лазерного термоядерного реактора:
*1* – канал подачи мишеней; *2* – защита; *3* – канал загрузки урановых шаров; *4* – камера коллектора; *5* – канал уранового бланкета с «потеющей стенкой»; *6* – канал литиевого бланкета; *7* – канал лазерного луча; *8* – оболочка камеры; *9* – графитовый отражатель; *10* – ванна; *11* – биологическая защита; *12* – канал выгрузки урановых шаров; *13* – сливная труба

теплообменниках, расположенных вне камеры. Трубы *5* имеют пористые стенки, что обеспечивает создание на их наружной поверхности защитной пленки из $Li_{17}Pb_{83}$ толщиной 2...3 мм. Сверху камера реактора ограничена графитовой защитной пробкой *2*, а снизу – торцовым литиевым бланкетом, заполненным эвтектикой $Li_{17}Pb_{83}$. За боковым урановым бланкетом располагается канал *6* литиевого бланкета толщиной 450...500 мм, состоящий из труб с герметичными стенками, заполненными эвтектикой $Li_{17}Pb_{83}$. В «чистом» термоядерном реакторе заполнение первого бланкета урановыми шариками не требуется.

## 7.3. Энергетические установки с МГД-генераторами

Одно из главных направлений научно-технического прогресса в энергетике связано с повышением КПД преобразования и получения энергии путем увеличения начальной температуры рабочего тела и исключения промежуточных ступеней преобразования энергии. Перспективными в этом отношении являются энергетические установки с МГД-генераторами.

## МГД-генераторы

Все современные машинные генераторы электрической энергии основаны на взаимодействии движущихся относительно друг друга проводника с током и магнитного поля. В МГД-генераторах (рис. 7.11) вместо твердого проводника используется низкотемпературная плазма ($T \approx 3000$ К), движущаяся в канале *5* с большой скоростью ($w \approx 1000$ м/с) поперек магнитного поля, создаваемого специальными, в том числе и сверхпроводящими, магнитными системами *3*. При пересечении магнитных силовых линий в плазме индуцируется ЭДС, под действием которой происходит разделение зарядов и возникает электрический ток, замыкающийся на внешнюю нагрузку через электроды *4* и *6*, т. е. происходит непосредственное преобразование кинетической энергии плазмы в электрическую энергию. Использование МГД-генератора позволяет повысить КПД тепловой электростанции от 40...42 до 50 %, а в перспективе и до 60 %, обеспечивает значительную экономию топлива, уменьшение тепловых потерь и выбросов вредных веществ в окружающую среду.

При температуре 2500...3000 К, реализуемой в современных камерах сгорания, получение плазмы со степенью ионизации $\alpha \approx 0{,}01$ обеспечивается введением в камеру сгорания небольшого количества легкоионизирующихся присадок, содержащих щелочные металлы. Камеры сгорания могут работать на жидком, газообразном и твердом топливе.

Конструктивно МГД-генераторы различаются конфигурацией и размерами каналов. Наиболее распространенным и простым является линейный канал прямоугольного сечения, расширяющийся по пути потока плазмы. В дисковых МГД-генераторах канал образуется стенками, расположенными по радиусу, на которые опираются верхний и нижний диски.

В коаксильных (вихревых) МГД-генераторах плазма подается тангенциально в полость между двумя цилиндрическими электродами. Если зазор между электродами невелик, то при той же длине взаимодействия плазмы с магнитным полем коаксильный МГД-генератор по своим параметрам близок к линейному.

Геометрия канала линейного МГД-генератора установки У-25 ИВТАН мощностью 25 МВт, созданной в Институте высоких температур АН СССР, выбиралась

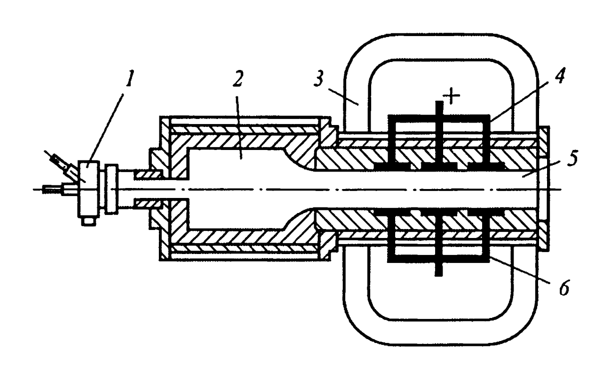



**Рис. 7.11.** МГД-генератор:
*1* – смеситель; *2* – камера сгорания; *3* – магнит; *4* и *6* – электроды; *5* – канал

из условия поддержания по длине канала в номинальном режиме постоянной околозвуковой скорости, равной примерно 900 м/с. Электроды – секционированные, с шагом 60...100 мм, длина канала 6,4 м, высота проточной части 0,38...0,42 м; ширина канала на выходе 1,34...2 м.

В этом генераторе электроды выполнены из керамики $ZrO_2$ с различными добавками, а изоляторы – из оксида магния MgO. В ряде МГД-генераторов используются электроды из меди и высокотемпературных сплавов на основе никеля, хрома и вольфрама, а также порошковых материалов на основе хромитов. В качестве материалов для изоляторов часто применяют оксид алюминия $Al_2O_3$.

Линейные МГД-генераторы выполняют как со сплошными электродами и изоляторами, когда вся нагрузка снимается с двух электродов, так и с секционированными электродами, состоящими из нескольких изолированных между собой электродов. В схемах со сплошными электродами полный ток в плазме течет под углом к току нагрузки, что приводит к появлению составляющей тока, направленной вдоль канала, и, следовательно, к уменьшению тока нагрузки. Применение секционированных электродов позволяет уменьшить силу продольного тока (в идеальном случае до нуля) и увеличить удельную мощность МГД-генератора.

Удельная мощность $N_{уд}$ любого МГД-генератора пропорциональна квадрату скорости плазмы и квадрату индукции магнитного поля в канале генератора, т. е. $N_{уд} \sim w^2B^2$. Для создания магнитного поля в канале МГД-генератора используются специальные магнитные системы, которые должны при минимальных значениях энергии, размеров и массы обеспечить получение необходимых величины и конфигурации магнитного поля. Эта задача может быть решена только сверхпроводящими магнитными системами.

Наиболее перспективными, получившими признание, являются соответственно трековая (рис. 7.12, *а*), соленоидальная (рис. 7.12, *б*) и седлообразная (рис. 7.12, *в*) обмотки магнитных систем. Соленоидальная обмотка наиболее удобна для дисковых МГД-генераторов и других генераторов малой мощности. Для генераторов большой мощности наиболее перспективна седлообразная обмотка, так как она имеет меньшие размеры и наибольшее отношение индукций магнитного поля в обмотке и в канале генератора.

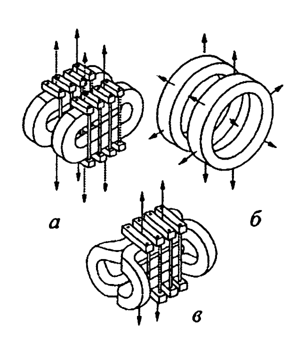


**Рис. 7.12.** Различные типы обмоток проводящих магнитов МГД-генераторов

Для промышленных МГД-генераторов мощностью $N \geq 250$ МВт индукция магнитного поля в канале генератора должна составлять ~ 6 Тл. В качестве материала для сверхпроводящих обмоток обычно используется сплав NbTi, который при температуре 4,2 К имеет максимальную индукцию $B_{max} \approx 8{,}5$ Тл.

Ведутся работы по созданию сверхпроводящего кабеля из $Nb_3Sn$, который может обеспечить $B_{max} \approx 16$ Тл.

Сверхпроводящая магнитная система характеризуется наиболее высокими стоимостью и металлоемкостью по сравнению с другими частями МГД-генератора. Так, для МГД-электростанции мощностью $N = 600$ МВт магнитная система седлообразного типа имеет максимальную

индукцию в объеме системы 7,5 Тл, запасаемую в обмотке энергию $6 \cdot 10^9$ Дж, полную массу $1,7 \cdot 10^6$ кг, внешний диаметр криостата 11,5 м и полную длину системы 22 м.

Комбинированные установки с МГД-генераторами могут работать как по открытому, так и по замкнутому циклам в зависимости от степени использования теплоперепада в цикле. Наиболее простой является схема открытого цикла, в которой плазма, пройдя канал МГД-генератора и различные теплообменные устройства, выбрасывается в окружающую среду (рис. 7.13).

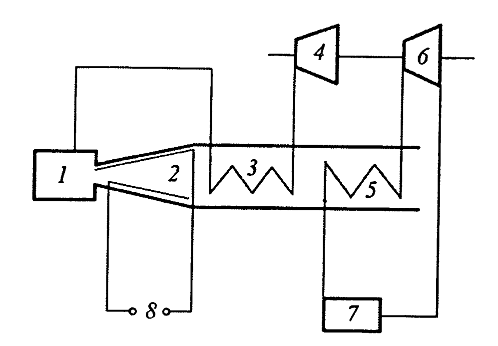


**Рис. 7.13.** Схема энергетической установки с МГД-генератором открытого цикла: *1* – камера сгорания; *2* – МГД-генератор; *3* – регенератор; *4* – компрессор; *5* – теплообменник; *6* – турбина; *7* – насос; *8* – внешняя нагрузка

В схемах с замкнутым циклом (см. рис. 7.8) плазма циркулирует в замкнутом контуре, охлаждается (становится обычным нейтральным газом) в теплообменнике *3* и очищается в специальных фильтрах *4*.

Для более полного использования теплоты плазмы и повышения общего КПД обе схемы могут выполняться с одно- или двухконтурной регенерацией. Так, плазма может последовательно отдавать теплоту в канале МГД-генератора *2* (см. рис. 7.13), регенераторе *3* и теплообменнике *5*.

## Термодинамические основы МГД-генераторов

Удельная работа $l$, развиваемая МГД-генератором, определяется разностью энтальпий на входе (индекс «н») и выходе (индекс «к») из канала так, что

$$l = h_н - h_к = \int_{T_н}^{T_к} c_p \, dT = c_p(T_н - T_к), \qquad (7.22)$$

где $c_p$ – средняя теплоемкость в диапазоне температур от $T_н$ до $T_к$.

Поскольку степень ионизации плазмы в канале МГД-генератора обычно не превышает 1%, ее теплоемкость практически не отличается от теплоемкости нейтрального газа. Для адиабатного процесса расширения плазмы в канале

$$l = kRT_н(T_к / T_н - 1) / (k - 1) = kRT_н[(p_к / p_н)^{(k-1)/k} - 1] / (k - 1), \qquad (7.23)$$

а термический КПД или КПД преобразования энергии в канале

$$\eta_t = (h_н - h_к) / h_н = 1 - h_к / h_н = 1 - (p_к / p_н)^{(k-1)/k}. \qquad (7.24)$$

Если процесс расширения плазмы в канале является изотермическим, то

$$l = RT_н \ln(p_н / p_к).$$

При больших степенях расширения $\varepsilon = p_н / p_к > 10^4$ работа, совершаемая при изотермическом процессе, будет больше, чем при адиабатном.

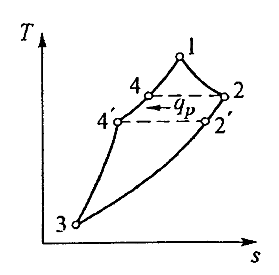



**Рис. 7.14.** Реальный цикл МГД-генератора

В канале МГД-генератора температура и энтальпия плазмы уменьшаются в результате совершения полезной работы по преодолению движущейся плазмой электромагнитных сил. Однако одновременно происходит джоулев нагрев плазмы при протекании через нее возникающего электрического тока. При этом часть теплоты уходит на нагрев конструкции, а оставшаяся часть увеличивает энтальпию (температуру) плазмы на выходе из канала. Несмотря на дальнейшее использование плазмы во втором контуре энергосиловой установки, джоулев нагрев, как и другие потери, приводит к снижению КПД установки.

Термодинамический цикл МГД-генератора без регенерации состоит из процессов: 3–4 (рис. 7.14) сжатия газа в компрессоре; 4–1 нагрева газа в камере сгорания (процесс образования плазмы), 1–2 расширения плазмы в канале и 2–3 охлаждения газа в теплообменнике. В соответствии с этим циклом количество теплоты, подведенное к газу при сжатии,

$$q_1 = \Delta h - h_к = \Delta h\,(1 - \eta_к) - c_p(T_4 - T_3)(1 - \eta_к), \tag{7.25}$$

в камере сгорания (в процессе $p = \text{const}$)

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4). \tag{7.26}$$

Количество теплоты, выделившееся в процессе расширения плазмы (джоулев нагрев и потери за счет теплообмена с окружающей средой),

$$q_3 = c_p(T_1 - T_2)[1 - (\eta_э - \xi)] / (\eta_э - \xi), \tag{7.27}$$

а количество теплоты, переданное в теплообменнике,

$$q_4 = c_p(T_2 - T_3). \tag{7.28}$$

В этих выражениях $\eta_к$ – механический КПД компрессора, учитывающий потери энергии на преодоление трения; $\eta_э$ – электрический КПД МГД-генератора, учитывающий потери энергии в электрической цепи; $\xi$ – коэффициент, учитывающий потери энергии при теплообмене.

КПД преобразования энергии в МГД-генераторе при этих условиях

$$\eta_t = (q_1 + q_2 + q_3 - q_4) / (q_1 + q_2 + q_3).$$

С учетом выражений (7.25)–(7.28)

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 - T_3}{(T_4 - T_3)(1 - \eta_к) + (T_1 - T_4) + (T_1 - T_2)[1 - (\eta_э - \xi)] / (\eta_э - \xi)}. \tag{7.29}$$

При $\eta_к = \eta_э = 1$ и $\xi = 0$

$$\eta_t = 1 - (T_2 - T_3) / (T_1 - T_4).$$

В установках с регенерацией (см. рис. 7.14) дополнительное количество теплоты, передаваемое в регенераторе от плазмы к воздуху, $q_р = \delta_р\, c_p(T_2 - T_4)$ ($\delta_р$ – степень регенерации). Тогда общий КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 - T_3 - \delta_р(T_2 - T_4)}{(T_4 - T_3)(1 - \eta_к) + (T_1 - T_4) + (T_1 - T_2)[1 - (\eta_э - \xi)]/(\eta_э - \xi) - \delta_р(T_2 - T_4)}. \quad (7.30)$$

Если $\eta_к = \eta_э = \delta_р = 1$ и $\xi = 0$, то

$$\eta_t = 1 - (T_4 - T_3)\,/\,(T_1 - T_2). \quad (7.31)$$

Анализ полученных выражений показывает, что КПД цикла с регенеративным подогревом действительно выше, чем без подогрева.

## Экологическая защита окружающей среды

Атомная энергетика, основанная на тепловых реакторах и реакторах на быстрых нейтронах, решает задачу обеспечения человечества энергией на сотни лет. Однако при этом возникает ряд проблем. Наиболее сложной из них является проблема захоронения радиоактивных отходов. Каждый реактор мощностью 1000 МВт дает около 9 м$^3$ отходов с очень высоким уровнем радиации, которые надо надежно хранить в течение десятков тысяч лет. Серьезные опасения вызывает также производство и накопление в реакторах-размножителях большого количества плутония, который является материалом для производства ядерного оружия. Остаются и такие проблемы, как необходимость отчуждения больших земельных площадей, большое водопотребление, необходимость широкого применения жидких металлов (натрия и калия) и др.

Кардинально решить энергетическую и экологическую проблемы можно, осваивая термоядерную энергию. Так, по оценкам запасов дейтерия в воде морей и океанов хватит для удовлетворения потребностей человечества в энергии на сотни миллионов лет.

Одним из важнейших преимуществ термоядерной энергетики является ее высокая экологическая чистота. Как было отмечено раньше, в процессе термоядерных реакций (7.1) и (7.2) каких-либо радиоактивных веществ, подобных продуктам деления урана, не образуется. Однако потоки нейтронов, образующихся в этих реакциях, достаточно существенны, и этот факт необходимо учитывать. Борьба с нейтронной опасностью ведется в двух направлениях.

Первое направление связано с созданием надежных, в том числе и многоконтурных бланкетов и защитных оболочек, полностью исключающих выход нейтронов из камеры реактора. Примеры решения этой проблемы в реакторах-токамаках и лазерных термоядерных реакторах наглядно иллюстрируют рис. 7.3 и 7.10.

Второе направление в решении экологической проблемы заключается в реализации таких термоядерных реакций, при которых отсутствует нейтронный выход. Наибольший интерес с этой точки зрения представляет реакция

$$\mathrm{D} + {}^3\mathrm{He} \rightarrow {}^4\mathrm{He} + p + 18{,}3\ \text{МэВ}, \quad (7.32)$$

в которой отсутствуют радиоактивные элементы и нейтроны. Это позволит обеспечить высокий уровень безопасности и экологической чистоты реактора, а также

значительно упростить его конструкцию благодаря исключению бланкета и существенно облегчить выбор конструкционных материалов. Кроме того, энергию синтеза, полностью вложенную в заряженные частицы, можно с достаточно высоким КПД преобразовать в полезную энергию и тем самым снизить тепловые выбросы в атмосферу.

В реакции (7.32) используется один из устойчивых, но очень редких изотопов гелия – $^3$He. Интерес у физиков к этой реакции возник после того, как было установлено, что большие запасы изотопа $^3$He имеются на Луне. Оценки показывают экономическую целесообразность доставки $^3$He с Луны.

Экологическая безопасность термоядерной энергетики связана также с тем, что в термоядерных реакторах даже сверхвысокой мощности запас рабочего тела невелик, и поэтому опасность взрыва практически исключается. Следует также отметить, что развитие термоядерной энергетики не приведет к распространению атомного оружия, так как в термоядерных реакциях не образуется веществ, которые могут быть использованы для производства атомного оружия.

## 7.4. Основы фотонной энергетики

Основу фотонной энергетики составляют лазерные установки, в которых различные виды первичной энергии (тепловой, химической, электрической, ядерной) преобразуются в энергию когерентного монохроматического излучения. В зависимости от назначения лазеров эта энергия используется для проведения технологических, химических и медико-биологических процессов, стимулирования термоядерных реакций, передачи энергии на большие расстояния, радиолокационных операций, научных исследований и для многих других целей.

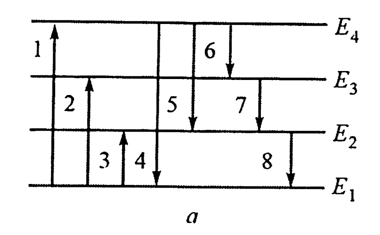
В принципе любой лазер можно рассматривать как преобразователь более простой энергии в энергию более высокого качества. Лазер – это русская транскрипция английской аббревиатуры LASER, составленной по первым буквам выражения *Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation* (усиление света за счет вынужденного излучения).

Качество энергии, как известно, определяется энтропией энергосодержащего вещества, а именно, чем меньше энтропия, тем более высокого качества энергия. Поскольку в состоянии теплового равновесия энтропия максимальна, то теплота – это энергия самого низкого качества. Энергия лазерного излучения является низкоэнтропийной, т. е. энергией самого высокого качества.

С термодинамической точки зрения работа любого лазера основана на использовании внутренней энергии атомов, молекул и ионов активной среды, образующих квантовые системы.

Основное свойство квантовых систем – это дискретность их энергетических состояний, и поэтому их внутренняя энергия может иметь только вполне определенные дискретные значения $E_1$, $E_2$, $E_3$, ..., соответствующие устойчивым состояниям системы. По аналогии с потенциальной энергией тела, поднятого на различные высоты (уровни), эти состояния можно представить в виде диаграммы уровней энергии (рис. 7.15, *а*).

Нижний уровень $E_1$, соответствующий наименьшей возможной энергии системы, называется основным, а все остальные – возбужденными, так как для перехода на них систему необходимо возбудить, сообщив ей определенную порцию энер-



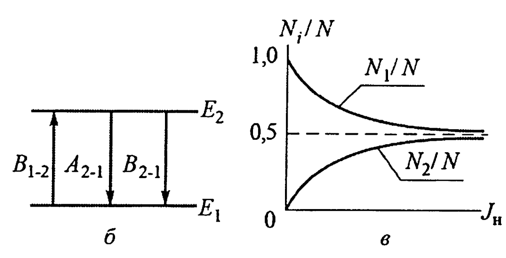




**Рис. 7.15.** Диаграммы энергетических уровней квантовых систем:
*а* – общая диаграмма; *б* – диаграмма двухуровневой модели; *в* – динамика заселенности уровней в двухуровневой модели; 1 – 3 и $B_{1-2}$ – процессы поглощения; 4 – 8 и $A_{1-2}$, $B_{2-1}$ – процессы излучения

гии. Например, при поглощении кванта энергии $\Delta E_{2-1} = E_2 - E_1$ система переходит в возбужденное состояние $E_2$. При обратном переходе с уровня $E_2$ на основной уровень $E_1$ система испускает тот же квант энергии строго определенной частоты $\nu_{2-1} = (E_2 - E_1) / h$, где $h$ – постоянная Планка.

Итак, падающий фотон (квант энергии) поглощается атомом $E_1 + h\nu_{2-1} \to E_2$, а при спонтанном излучении атом испускает фотон $E_2 \to E_1 + h\nu_{2-1}$.

Скорости этих процессов в общем виде можно представить так:

$$dN_1 / dt = - B_{1-2} N_1; \tag{7.33}$$

$$dN_2 / dt = - A_{2-1} N_2, \tag{7.34}$$

где $N_1$ и $N_2$ – концентрации частиц на уровнях энергии $E_1$ и $E_2$, обычно называемые заселенностью уровня; $B_{1-2} = \sigma_{1-2} J$ – вероятность поглощения фотона; $\sigma_{1-2}$ – эффективное сечение поглощения; $J$ – плотность потока фотонов; $A_{2-1} = 1 / t_{сп}$ – вероятность спонтанного излучения; $t_{сп}$ – время жизни частиц в возбужденном состоянии.

В 1917 г. А. Эйнштейн предсказал явление индуцированного (вынужденного) излучения, вызываемого в возбужденной системе падающим на нее фотоном определенной частоты, $E_2 + h\nu_{2-1} \to E_1 + 2h\nu_{2-1}$.

При этом новые фотоны, добавляющиеся к падающим, имеют ту же частоту, ту же фазу и ту же направленность, что и падающие.

Скорость процесса вынужденного излучения определяется формулой

$$(dN_2 / dt)_b = - B_{2-1} N_2, \tag{7.35}$$

где $B_{2-1} = \sigma_{2-1} J$ – вероятность вынужденного излучения; $\sigma_{2-1}$ – эффективное сечение вынужденного излучения; $J$ – плотность потока падающих фотонов.

А. Эйнштейн показал, что $\sigma_{2-1} = \sigma_{1-2} = \sigma$.

Эти три фундаментальных процесса (поглощение, спонтанное и вынужденное излучения) лежат в основе работы любого лазера.

Исходя из выражений (7.33)–(7.35), можно показать, что суммарное изменение плотности потока фотонов в слое $dx$

$$dJ = \sigma J (N_2 - N_1)\, dx, \tag{7.36}$$

а на длине $l$

$$J = J_0 \exp (N_2 - N_1)\, \sigma l = J_0 \exp (-\alpha l), \tag{7.37}$$

где $J_0$ – начальная плотность излучения; $\alpha = \sigma (N_2 - N_1)$ по своей сути является коэффициентом усиления.

Если удастся реализовать инверсию заселенностей уровней, т. е. обеспечить $N_2 > N_1$, то среда будет усиливать излучение. При $N_2 < N_1$ среда поглощает излучение.

Для любых систем, находящихся в термодинамическом равновесии, соотношение величин $N_2$ и $N_1$ определяется статистикой Больцмана:

$$N_2 = N_1 \exp [-(E_2 - E_1) / kT], \tag{7.38}$$

где $k$ – постоянная Больцмана; $T$ – абсолютная температура. Следовательно, при $T > 0$ всегда имеется $N_2 < N_1$ и среда поглощает, а не усиливает падающее на нее излучение.

Рассмотрим подробнее простейшую двухуровневую модель системы (рис. 7.15, *б*). Баланс скоростей всех процессов можно представить в виде

$$J_н B_{1-2} N_1 = J_н B_{2-1} N_2 + A_{2-1} N_2,$$

откуда при $B_{1-2} = B_{2-1}$ получим выражения для заселенности уровней

$$N_1 = \frac{A_{2-1} + J_н B_{2-1}}{A_{2-1} + 2\, J_н B_{2-1}} N; \qquad N_2 = \frac{J_н B_{2-1}}{A_{2-1} + 2\, J_н B_{2-1}} N. \tag{7.39}$$

В этих выражениях $N = N_1 + N_2$ – общее число частиц; $J_н$ – плотность излучения накачки.

Динамика изменения $N_1$ и $N_2$ (рис.7.15, *в*) показывает, что даже при $J_н \to \infty$ имеет место $N_2 < N_1$, т. е. система не может быть использована для усиления, а тем более генерации излучения. Универсальный метод трех уровней для получения инверсной заселенности был предложен Н.Г. Басовым и А.М. Прохоровым (рис.7.16, *а*).

Баланс скоростей всех процессов в этом случае можно выразить системой уравнений:

$$\begin{aligned} &J_н B_{1-3} N_1 = J_н B_{3-1} N_3 + (A_{3-2} + A_{3-1}) N_3; \\ &A_{3-2} N_3 = A_{2-1} N_2; \\ &N = N_1 + N_2 + N_3. \end{aligned} \tag{7.40}$$

Отсюда находим выражения для заселенностей уровней:

$$N_1 = \frac{A_{2-1}(A_{3-2} + A_{3-1} + J_н B_{3-1})}{A_{2-1}(A_{3-2} + A_{3-1}) + (2A_{2-1} + A_{3-2}) J_н B_{3-1}} N;$$

$$N_2 = \frac{A_{3-2} J_н B_{3-1}}{A_{2-1}(A_{3-2} + A_{3-1}) + (2A_{2-1} + A_{3-2}) J_н B_{3-1}} N; \qquad (7.41)$$

$$N_3 = \frac{A_{2-1} J_н B_{3-1}}{A_{2-1}(A_{3-2} + A_{3-1}) + (2A_{2-1} + A_{3-2}) J_н B_{3-1}} N.$$

Анализ выражений (7.41) показывает, что при $J_н \to \infty$ имеем

$$N_1 \to N_3 = \frac{A_{2-1}}{2A_{2-1} + A_{3-2}} N;$$

$$N_2 = \frac{A_{3-2}}{2A_{2-1} + A_{3-2}} N.$$

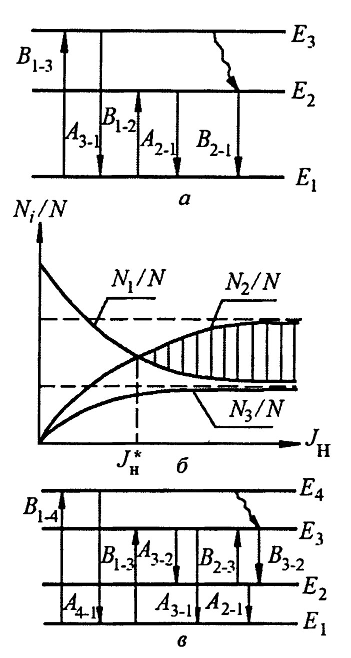



**Рис. 7.16.** Трех- и четырехуровневые энергетические модели лазеров:

*а* – трехуровневая модель; *б* – динамика заселенности уровней в трехуровневой модели; *в* – четырехуровневая модель; $B_{1-4}$ и $B_{1-3}$ – процессы накачки; $B_{1-3}$, $B_{1-2}$ и $B_{2-3}$ – процессы поглощения энергии; $A_{4-1}$, $A_{3-1}$, $A_{3-2}$, $A_{2-1}$ – процессы спонтанного излучения; $B_{2-1}$ и $B_{3-2}$ – процессы вынужденного излучения (процессы генерации)

Если заселение уровня $E_2$ идет более интенсивно, чем его опустошение, т. е. $A_{3-2} > A_{2-1}$, то при плотностях излучения накачки

$$J_н > J_н^* = [A_{2-1}(A_{3-2} - A_{3-1})] \,/\, [B_{3-1}(A_{3-2} - A_{2-1})]$$

уровень $E_2$ будет более заселен, чем уровень $E_1$ (рис. 7.16, *б*). Таким образом, в системе возникнет инверсная заселенность уровней, необходимая для получения индуцированного излучения на частоте перехода между уровнями $E_2$ и $E_1$ с энергией фотонов $(h\nu) = (E_2 - E_1)$. Индуцированное излучение при этом переходе возникает вследствие того, что первый излученный фотон создает поле, воздействующее на соседние возбужденные атомы и вызывающее их переход в основное состояние, во время которого происходит излучение фотонов той же частоты. Однако при этом далеко не все возбужденные атомы среды подвергаются стимулирующему воздействию других фотонов и коэффициент использования возбужденных атомов получается незначительным. Для увеличения этого коэффициента было предложено поместить активную среду между двумя плоскими параллельными зеркалами, заставив тем

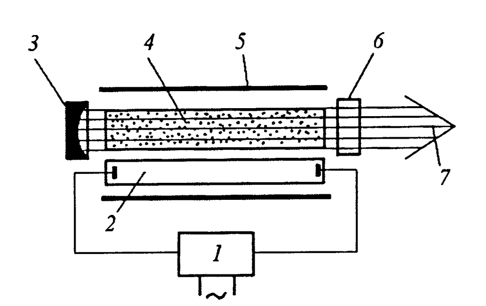



**Рис. 7.17.** Принципиальная схема твердотельного лазера:
*1* – источник питания; *2* – источник накачки; *3*, *6* – зеркала резонатора; *4* – активное вещество; *5* – отражатель; *7* – лазерный луч

самым стимулирующие фотоны многократно проходить через среду. Устройство из двух параллельных зеркал обычно называют оптическим резонатором. Если одно из зеркал выполнить «глухим», а второе полупрозрачным, то часть излучения сможет выходить через него во внешнюю среду.

В настоящее время найдены активные среды, способные работать по четырехуровневой схеме (рис. 7.16, *в*), в которой в качестве нижнего лазерного уровня служит не основное, а возбужденное состояние $E_2$. В качестве верхнего лазерного уровня используется возбужденное (метастабильное) состояние $E_3$. Пороговая плотность накачки $J_н^*$, необходимая для инверсной заселенности верхнего лазерного уровня, оказывается меньше, чем в трехуровневой схеме.

В связи с этим любой лазер (рис. 7.17) должен состоять из следующих трех основных частей: активного вещества *4*, оптического резонатора *3*, *6* и источника *2* возбуждения активной среды (источника накачки).

Определим пороговое усиление генерации излучения лазера. Пусть активная среда характеризуется коэффициентом усиления α и коэффициентом внутренних потерь β, а зеркала резонатора имеют коэффициенты отражения $R_1 \approx 1{,}0$ («глухое» зеркало) и $R_2 < 1{,}0$ (полупрозрачное зеркало). Интенсивность излучения на выходе лазера $J_в$ определяется плотностью фотонов в резонаторе $n_р$, движущихся в сторону полупрозрачного зеркала:

$$J_в = h\nu n_р c\,(1 - R_2)\,e^{(\alpha-\beta)l} = J_0\,(1 - R_2)\,e^{(\alpha-\beta)l}. \qquad (7.42)$$

Часть излучения, равная $J_0 R_2 e^{(\alpha-\beta)l}$, отражаясь от полупрозрачного зеркала, вновь проходит через активную среду, усиливаясь до значения $R_1 R_2 e^{(\alpha-\beta)2l}$, и т. д. Таким образом, условие усиления излучения в лазере имеет вид

$$R_1 R_2 e^{(\alpha-\beta)2l} \ge J_0 \text{ или } R_1 R_2 e^{(\alpha-\beta)2l} \ge 1. \qquad (7.43)$$

Более наглядно это условие можно записать так:

$$\alpha \ge \beta + \frac{1}{2l} \ln \frac{1}{R_1 R_2}\ . \qquad (7.44)$$

Следовательно, для получения генерации излучения коэффициент усиления α должен превышать сумму коэффициентов внутренних потерь излучения β в активной среде и потерь излучения в резонаторе.

## Энергетические характеристики лазеров

Основными энергетическими характеристиками лазера являются мощность излучения $N_л$, энергия излучения $E_л$ и общий КПД $\eta_л$.

В соответствии с выражением (7.42) мощность излучения $N_л$ непрерывного лазера с интенсивностью излучения $J_в$, выходящего из резонатора через полупрозрачное зеркало,

$$N_л = J_в F_А = h\nu n_р c\, F_А (1 - R_2)\, e^{(\alpha - \beta) l}, \qquad (7.45)$$

где $F_А$ – площадь поперечного сечения активной среды; $c$ – скорость света.

Для лазеров, работающих в импульсных и импульсно-периодических режимах, энергомощностные характеристики определяются энергией излучения в импульсе $E_л$, длительностью импульса $t_и$ и частотой следования импульсов $f_и$. В этом случае средняя мощность лазера и импульсная мощность определяются как

$$N_{ср} = E_л f_и;\ N_и = E_л / t_и. \qquad (7.46)$$

Мощность непрерывных $CO_2$-лазеров и газодинамических лазеров может составлять 100 кВт и выше, а химических лазеров – несколько мегаватт. В импульсных лазерах уровни импульсной мощности чрезвычайно высоки и достигают значений $10^{14}$ Вт и выше.

Общий КПД лазера $\eta_л$ определяется как отношение мощности излучения $N_л$ (или при импульсном режиме работы лазера энергии излучения $E_л$) к потребляемой мощности $N_0$ (или потребляемой энергии $E_0$).

Рассмотрим принципиальную схему энергетических потоков в лазере (рис. 7.18). От внешнего источника питания энергия $E_0$ подводится к преобразователю *1*, который обеспечивает работу источника накачки *2*. Энергия накачки $E_н$ с помощью системы транспортирования *3* подводится к активной среде *6* и возбуждает ее атомы, создавая инверсную заселенность, и частично непроизводительно теряется в матрице активного элемента и резонаторе. Полезная энергия излучения лазера выходит через полупрозрачное зеркало *5*. С учетом этого КПД лазера можно представить в виде

$$\eta_л = \frac{E_л}{E_0} = \frac{E_{пр}}{E_0}\,\frac{E_н}{E_{пр}}\,\frac{E_ф}{E_н}\,\frac{E_н^{погл}}{E_ф}\,\frac{E_л}{E_н^{погл}} = \eta_{эл}\,\eta_н\,\eta_ф\,\eta_{сп}\,\eta_{кв}. \qquad (7.47)$$

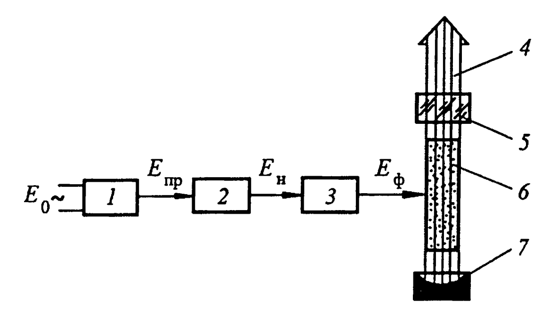



**Рис. 7.18.** Схема энергетических потоков в лазере:
*1* – преобразователь; *2* – источник накачки; *3* – система транспортирования и фокусировки энергии накачки в активной среде; *4* – лазерный луч; *5, 7* – зеркала резонатора; *6* – активная среда

Электрический КПД преобразователя $\eta_{эл} = E_{пр} / E_0$ характеризует эффективность преобразования первичной энергии в электрическую с необходимыми для питания источника накачки параметрами.

КПД источника накачки $\eta_н = E_н / E_{пр}$ представляет собой отношение энергии накачки $E_н$, которая вырабатывается источником накачки и может быть использована для возбуждения активной среды, к энергии $E_{пр}$, поступающей от преобразователя.

КПД фокусирующей и передающей систем $\eta_ф = E_ф / E_н$ определяет долю энергии накачки, подведенной к активной среде.

Спектральный КПД $\eta_{сп} = E_н^{погл} / E_ф$ характеризует долю энергии, поглощенной активной средой.

Квантовый КПД $\eta_{кв} = E_л / E_н^{погл} = (h\nu)_л / (h\nu)_н$ определяет эффективность использования энергии квантов накачки по отношению к энергии квантов лазерного излучения.

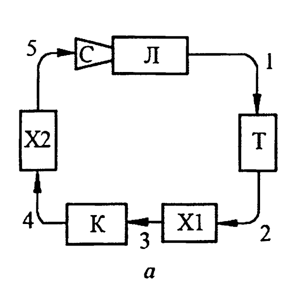
Такой подход к определению и анализу общего КПД лазера практически справедлив для лазеров любых типов. Вместе с тем, различные способы накачки, фокусировки и передачи энергии накачки в активную среду, широкий диапазон соотношений энергетических уровней накачки и генерации в различных активных средах обусловливают широкий разброс в значениях $\eta_н$, $\eta_ф$, $\eta_{сп}$, $\eta_{кв}$, а в конечном счете и в значениях общего КПД лазера $\eta_л$.

Отметим, что наибольший общий КПД имеют полупроводниковые лазеры (до 70 %) и газовые $CO_2$-лазеры (до 20...30 %). Низкими значениями общего КПД (порядка 1%) характеризуются некоторые газовые и большинство твердотельных лазеров.

Рассмотренный КПД лазера $\eta_л$ иногда называют физическим КПД в отличие от технического КПД $\eta_л^т$, который учитывает также затраты энергии на работу вспомогательных систем, например таких, как система охлаждения лазерной активной среды и устройства накачки $E_{охл}$ и система прокачки активной среды (газовой) $E_к$. В этом случае общий технический КПД лазера (часто называемый «КПД от розетки») будет иметь вид

$$\eta_л^т = \frac{E_л}{E_0 + E_{охл} + E_к} = \frac{\eta_л}{1 + E_{охл} / E_0 + E_к / E_0}. \quad (7.48)$$

Из сравнения выражений (7.47) и (7.48) видно, что $\eta_л > \eta_л^т$. Существенно повысить технический КПД газовых лазеров можно, используя часть энергии, бесполезно расходуемой на нагрев активной среды, для совершения полезной работы. Термодинамический анализ такой лазерной установки (рис. 7.19, *а*), действующей в режиме тепловой машины, был проведен в Физическом институте имени П.Н. Лебедева. Активная газовая смесь, изобарически нагретая в лазере Л, совершает работу в турбине Т и изобарически охлаждается в теплообменнике Х1. Восстановление давления смеси и одновременно ее адиабатический нагрев обеспечивает компрессор К. Этот нагрев компенсируется изобарическим охлаждением в теплообменнике Х2. И, наконец, смесь в газодинамическом сопле С адиабатически разгоняется до необходимой скорости и поступает в рабочий объем лазера Л.



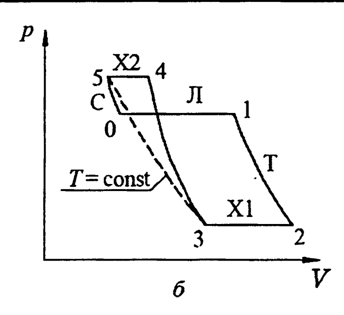




**Рис. 7.19.** Лазерная установка, работающая в режиме тепловой машины:
*а* – схема установки; *б* – термодинамическая диаграмма; Л – лазер; Т – турбина; К – компрессор; Х1 и Х2 – теплообменники; С – сопло

Термодинамический цикл такой тепловой машины приведен на рис. 7.19, *б*. Технический КПД $\eta_л^т$ в рассматриваемом случае запишется так:

$$\eta_л^т = \frac{E_л}{E_0 + E_{охл} + (E_т - E_к)} = \frac{\eta_л}{1 + E_{охл}/E_0 - \eta_м(1 - \eta_л)}, \qquad (7.49)$$

где $\eta_м = (E_т - E_к)/(E_0 - E_л) = (E_т - E_к)/[E_0(1 - \eta_л)]$ – величина, которую можно рассматривать как КПД лазерной тепловой машины.

Из соотношения (7.49) следует, что при $(E_т - E_к) \geq 0$ технический КПД лазерной установки больше, чем физический КПД, т. е. $\eta_л < \eta_л^т$.

КПД лазерной тепловой машины можно повысить, заменив адиабатическое сжатие смеси в компрессоре на изотермическое, что достигается охлаждением смеси после каждой ступени компрессора (см. рис. 7.19, *б*, линия $T = \text{const}$).

## Свойства лазерного излучения

***Лазерное излучение*** – это излучение особого качества, что прежде всего проявляется в его монохроматичности и когерентности.

***Монохроматическое излучение*** (от греч. *monos* – один, единый и *chroma* – цвет) – это излучение одной, строго постоянной частоты. В лазерах высокая монохроматичность излучения обеспечивается достаточно строго фиксированными уровнями энергии, между которыми в данной активной среде осуществляется лазерная генерация.

Любой реальный световой пучок имеет некоторый разброс по частоте излучения $\Delta\nu$ при среднем значении частоты $\nu$. Степень монохроматичности пучка $\varepsilon$ можно определить как $\varepsilon = (\nu \pm \Delta\nu)/\nu = 1 \pm \Delta\nu/\nu$. Для лазеров характерны значения $\Delta\nu/\nu < 10^{-6}$ и поэтому с высокой точностью можно считать, что $\varepsilon = 1{,}0$.

Когерентность (от лат. *cohaerens* – находящийся в связи) лазерного излучения характеризуется согласованным протеканием волновых процессов во времени и пространстве, при этом разность фаз колебаний постоянна или изменяется по строго определенному закону. Следовательно, гигантское количество излучателей лазера (возбужденных атомов, ионов или молекул) действуют исключительно согласованно, и в результате возникает внутренне упорядоченный по фазе, частоте и направлению световой поток. Высокая степень когерентности лазерного излуче-

ния проявляется также и в его малой расходимости, которая определяется значением отношения длины волны лазерного излучения к диаметру выходной апертуры лазера: $\alpha = \lambda_л / D_А$. Для лазеров большинства типов угол расходимости $\alpha \approx (0,1...10)$ мрад. Расходимость излучения лазера в случае необходимости можно еще более уменьшить, увеличив выходную апертуру лазерного излучения. Достаточно низкие значения расходимости позволяют транспортировать лазерное излучение на большие расстояния.

Благодаря низкой расходимости и высокой когерентности лазерное излучение с помощью линз можно сфокусировать в пятно с характерным размером, соизмеримым с длиной волны излучения,

$$r = \alpha F = \lambda_л (F / D_А) \approx \lambda_л,$$

где $F$ – фокусное расстояние.

При такой острой фокусировке плотность энергии лазерного излучения на поверхности мишени может превышать значения, необходимые для плавления ($q \geq 10^5$ Вт/см$^2$), испарения ($q \geq 10^6...10^8$ Вт/см$^2$) и перевода в плазменное состояние ($q \geq 10^{12}$ Вт/см$^2$) любых конструкционных материалов.

Следствием высокой направленности лазерного излучения является и высокая яркость лазера $B_я$, равная мощности излучения $N_л$ с единицы площади в единицу телесного угла $\Omega$:

$$B_я = \frac{N_л}{\Omega(\pi D_А^2/4)} = \frac{N_л}{\pi\alpha^2 F_А} = \frac{q_л}{\pi\alpha^2}. \qquad (7.50)$$

Яркость лазерного излучения значительно больше яркости любых наиболее мощных источников некогерентного излучения. Так, яркость ртутных ламп составляет ~ 100 Вт/(см$^2 \cdot$ ср), яркость Солнца ~ 130 Вт/(см$^2 \cdot$ ср), а яркость лазеров ($10^6...10^{17}$) Вт/(см$^2 \cdot$ср).

## 7.5. Лазеры

### Классификация лазеров

Все многообразие лазеров, создаваемых для различных целей, обычно классифицируется по виду активной лазерной среды и принципу создания инверсной заселенности (по принципу энергетической накачки).

В настоящее время существуют шесть видов активных сред, в соответствии с которыми все лазеры подразделяются на следующие шесть типов: твердотельные, газовые, полупроводниковые, жидкостные, плазменные, на свободных электронах.

Вид лазера, его компоновка и энергетические параметры во многом определяются и принципом накачки. Многообразие активных сред, имеющих разные спектры поглощения, обусловило необходимость разработки и создания различных систем накачки. По этому признаку следует выделить: лазеры с оптической накачкой, с накачкой электрическим разрядом и электронным пучком, с химической, газодинамической, а также с ядерной накачкой.

Оптическая накачка излучением мощного источника света широко применяется в лазерах почти всех типов. Накачка электрическим разрядом и электронным пучком наиболее широко используется в газовых, плазменных и полупроводнико-

вых лазерах. Химическая, газодинамическая и ядерная накачки применяются только в газовых лазерах.

## Твердотельные лазеры

Активным веществом твердотельных лазеров являются диэлектрические кристаллы и стекла, содержащие ионы редкоземельных или переходных элементов, уровни энергии которых и используются для создания инверсной заселенности.

Кристаллы и стекла выполняют роль матриц, в которых часть их ионов замещена активными ионами примеси. В качестве матриц обычно используются корунд ($Al_2O_3$), ИАГ – иттрий-алюминиевый гранат ($Y_3Al_5O_{12}$) и стекло, а в качестве ионов примеси – ионы неодима ($Nd^{3+}$) и хрома ($Cr^{3+}$). Самое широкое использование получили активные элементы из рубина Rb ($Al_2O_3$+ $Cr^{3+}$), ИАГ ($Y_3Al_5O_{12}$+ $Nd^{3+}$) и стекла (стекло + $Nd^{3+}$). При этом концентрация ионов примеси $Cr^{3+}$ обычно составляет (0,05...0,5)%, а ионов $Nd^{3+}$ ~ (0,5...5,0)%.

К основным параметрам активных элементов твердотельных лазеров относятся: $\lambda_л$ и $\Delta\lambda_н$ – длина волны излучения и диапазон длин волн эффективного поглощения; $\alpha$ – коэффициент усиления; $E_{уд}$ – удельная энергия лазерной генерации; $\lambda_т$ – коэффициент теплопроводности материала.

*Таблица 7.4*

| Активный элемент | $\lambda_л$, мкм | $\Delta\lambda_н$, мкм | $\alpha$, $см^{-1}$ | $E_{уд}$, Дж/$см^3$ | $\lambda_т$, Вт/(м · К) |
|---|---|---|---|---|---|
| Стекло + $Nd^{3+}$ | 1,06 | 0,35...0,90 | ≥ 1,0 | 1,0...10,0 | 1,0 |
| ИАГ + $Nd^{3+}$ | 1,06 | 0,5...0,90 | 1,0...3,0 | 1,0...10,0 | 10,0 |
| Rb + $Cr^{3+}$ | 0,694 | 0,35...0,70 | ~ $10^{-2}$ | 0,2...2,0 | 30,0 |

Возбуждение активной среды и создание инверсной заселенности в твердотельных лазерах обеспечивается оптической накачкой, т. е. излучением мощного источника света. В качестве таких источников обычно используют ксеноновые и криптоновые дуговые лампы высокого давления.

Твердотельный лазер (см. рис. 7.17) состоит из активной среды, глухого и полупрозрачного зеркал резонатора, газоразрядной лампы с криптоновым или ксеноновым наполнением, отражателя и источника питания газоразрядной лампы.

Твердотельные лазеры характеризуются высокими импульсными (пиковыми) мощностями и низким уровнем средней мощности. Это связано с трудностями, возникающими при изготовлении активных элементов больших размеров и обеспечении надежного теплоотвода. В последнее время появилась технология изготовления слэбов (пластин) из фосфатного стекла с неодимом достаточно больших размеров (500×15×1,0 см и больше), которая позволяет значительно расширить возможности твердотельных лазеров, средняя мощность таких лазеров $N_{ср} \approx$ 1...5 кВт.

## Газовые лазеры

Газовые лазеры – это наиболее представительный класс лазеров, работающих и в импульсном, и в импульсно-периодическом и в непрерывном режимах. В газовых лазерах для создания инверсной заселенности в качестве активной среды ис-

пользуют нейтральные атомы, молекулы и ионы. Разнообразие активных сред позволяет создавать газовые лазеры, генерирующие излучение в ультрафиолетовой, видимой и в инфракрасной областях спектра.

Кроме того, отличительной особенностью газовых лазеров является возможность создания установок малой, средней и большой мощностей – от милливаттного до мегаваттного уровня, а в импульсных режимах и значительно выше.

Рассмотрим особенности наиболее распространенных газовых лазеров.

## Газоразрядные лазеры

В газоразрядных лазерах накачка осуществляется электрическим разрядом путем пропускания электрического тока через газовую активную среду. При этом в газе образуются свободные электроны и ионы, которые ускоряются электрическим полем и приобретают дополнительную кинетическую энергию, достаточную для возбуждения нейтральных атомов или молекул при соударениях с ними. Но основную роль играют электроны, поэтому сам процесс накачки осуществляется либо путем электронного удара, либо резонансной передачи энергии. В первом случае процесс реализуется в активной среде, состоящей только из частиц одного сорта. Однако этот процесс в газовых лазерах встречается крайне редко.

Наиболее распространенной является накачка в результате резонансной передачи энергии, которая реализуется в двухкомпонентной активной среде. Частицы одного из компонентов $A$ электронным ударом переводятся из основного состояния в возбужденное $A^*$, которое является метастабильным (долгоживущим) и имеет энергию возбуждения, несколько большую энергии возбуждения частиц другого компонента $B$. Возбуждение частиц $B$ (т. е. заселение верхнего лазерного уровня) происходит при соударении частиц $B$ и возбужденных метастабильных частиц $A^*$. Последовательность процессов возбуждения, резонансной передачи энергии и лазерной генерации проиллюстрируем на примере двух широко распространенных типов электроразрядных лазеров.

Гелий-неоновый лазер:

$$\mathrm{He} + e \rightarrow \mathrm{He}^* + e,$$

$$\mathrm{He}^* + \mathrm{Ne} \rightarrow \mathrm{He} + \mathrm{Ne}^*,$$

$$\mathrm{Ne}^* \rightarrow \mathrm{Ne} + h\nu.$$

$CO_2$-лазер:

$$\mathrm{N}_2 + e \rightarrow \mathrm{N}_2^* + e,$$

$$\mathrm{N}_2^* + \mathrm{CO}_2 \rightarrow \mathrm{N}_2 + \mathrm{CO}_2^*,$$

$$\mathrm{CO}_2^* \rightarrow \mathrm{CO}_2 + h\nu.$$

Принципиальная схема отпаянного газоразрядного $CO_2$-лазера приведена на рис. 7.20. Электрический ток от источника питания $E$ поступает на электроды *1*, установленные в отпаянной лазерной кювете *3*. Внутри кюветы находится газовая активная среда, в которой и развивается газовый раряд. Такие лазеры обеспечивают удельную мощность генерации $N_{уд} \approx 50$ Вт/м. Оптимальный режим работы лазера реализуется при давлении газа внутри кювет $p \approx (2{,}0...5{,}0) \cdot 10^3$ Па и составе активной среды $CO_2 : N_2 : He = 1 : 1 : 3$.

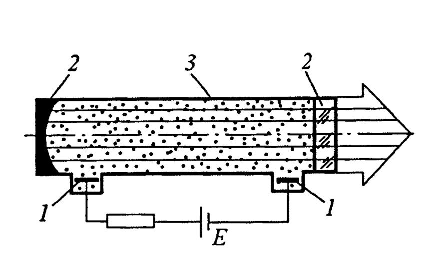



**Рис. 7.20.** Принципиальная схема газоразрядного отпаянного $CO_2$-лазера: *1* – электроды; *2* – зеркала резонатора; *3* – лазерная кювета

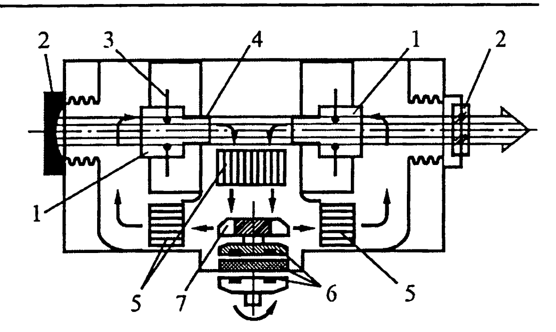



**Рис. 7.21.** Схема технологического $CO_2$-лазера «Латус-31» с продольной прокачкой газовой смеси: *1* – газоразрядные трубки; *2* – зеркала резонатора; *3* – анод; *4* – катод; *5* – теплообменник; *6* – магнитная муфта; *7* – вентилятор

Невысокая удельная мощность отпаянных лазеров и газовых лазеров с медленной продольной прокачкой газовой смеси обусловлена диффузионным характером теплообмена. Из баланса теплоты в разряде

$$E_н(1 - \eta_{эо}) = \lambda_т \Delta T_г / \Lambda^2 \qquad (7.51)$$

можно определить предельную мощность лазера, получаемую без перегрева рабочей газовой смеси,

$$N_л^{пред} \approx \lambda_т (\Delta T_г / \Lambda^2) V_{а.с}\, \eta_{эо} = 5{,}6\, \pi \lambda_т L_{а.с} \Delta T_г \eta_{эо} \qquad (7.52)$$

и удельную мощность лазера с единицы длины кюветы

$$N_{уд} = N_л^{пред} / L_{а.с} \approx 5{,}6\, \pi \lambda_т \Delta T_г \eta_{эо}. \qquad (7.53)$$

Здесь $\eta_{эо} = \eta_ф\, \eta_{сп}\, \eta_{кв}$ – электрооптический КПД лазера; $\lambda_т$ – коэффициент теплопроводности газовой смеси; $\Delta T_г$ – допустимый перепад температуры между осью разряда и стенкой; $\Lambda = r_к / 2{,}4$ – характерный размер для цилиндрической кюветы; $V_{а.с}$ и $L_{а.с}$ – объем и длина активной среды (лазерной кюветы). При характерных значениях $\lambda_т$, $\eta_{эо}$ и $\Delta T_г$ для $CO_2$-лазеров с диффузионным охлаждением газовой смеси

$$N_{уд} = N_л^{пред} / L_{а.с} \le 50...100 \text{ Вт/м}.$$

Увеличить энергосъем и удельную мощность лазеров можно путем организации конвективного охлаждения продольной (вдоль оси разряда) прокачкой газовой смеси. Тогда, с учетом диффузионного и конвективного охлаждения,

$$N_л^{пред} = \left( \lambda_т \frac{\Delta T_г}{\Lambda^2} + c_г \rho_г \frac{\Delta T_г w_г}{L_{а.с}} \right) \frac{\pi D_к^2}{4} L_{а.с} \eta_{эо} = \lambda_т \frac{\Delta T_г}{\Lambda^2} \left( 1 + \frac{t_д}{t_к} \right) V_{а.с} \eta_{эо}, \qquad (7.54)$$

где $t_д = \Lambda^2 / D_г$ – характерное время диффузии; $t_к = L_{а.с} / w_г$ – характерное время конвекции; $w_г$ – продольная скорость прокачки газовой смеси; $c_г$ – теплоемкость газа. Даже при дозвуковых скоростях прокачки ($w_г \approx 30...150$ м/с) реализуется условие $t_д / t_к > 1$, что дает возможность получать $N_{уд} \approx 500...1000$ Вт/м.

На рис. 7.21 представлена схема непрерывного $CO_2$-лазера «Латус-31» мощностью 1,5 кВт с продольной прокачкой газовой смеси ($w_г \approx 120$ м/с) через четыре пары параллельно расположенных газоразрядных трубок *1* с общей оптической длиной $L_{а.с} = 1{,}6$ м. Рабочая газовая смесь прокачивается вентилятором *7* через теплообменник *5* и газоразрядные трубки, в которых между катодами *4* и анодами *3* поддерживается разряд. Лазер после каждой рабочей смены перезаправляется газовой смесью.

Еще более перспективной в отношении повышения мощности лазеров является схема с поперечной относительно оптической оси резонатора прокачкой газовой смеси (рис. 7.22). В этом случае эффективность теплообмена определяется временем пролета газа разрядного промежутка, т. е. отношением $b/w_г$, которое при обычных для $CO_2$-лазеров параметрах значительно меньше диффузионного времени.

Мощность такого лазера ограничивается мощностью возможного конвективного охлаждения и перегревом газовой смеси

$$N_л^{пред} = \Delta T_г c_г \rho_г w_г l h \eta_{эо}. \quad (7.55)$$

Если принять $\Delta T_г = 200$ K; $c_г \approx (1{,}5...2)$ Дж/(г · K); $\rho_г \approx (10^{-5}...10^{-4})$ г/см$^3$; $w_г \approx 30...100$ м/с; $\eta_{эо} = 0{,}1...0{,}2$ и $b = 5...10$ см, то получим $N_{уд} \approx 0{,}3...100$ кВт/м, что существенно превышает значения, достигаемые при других способах охлаждения газовой смеси.

Одна из схем газового лазера с поперечной прокачкой рабочей смеси приведена на рис. 7.23. Газовая смесь компрессором *3* подается в газоразрядный канал, образованный электродами *2* и зеркалами резонатора *1*, затем поступает в теплообменник *4*, охлаждается в нем и поступает в компрессор.

Компоновка блока генерации быстропроточного лазера ТЛ-5 показана на рис. 7.24.

Дальнейшее повышение мощности газоразрядных лазеров достигается переходом к сильноточному несамостоятельному разряду. В таком разряде нужная плотность свободных электронов создается внешним источником ионизации, а приложенное электрическое поле обеспечивает лишь направленное движение зарядов.

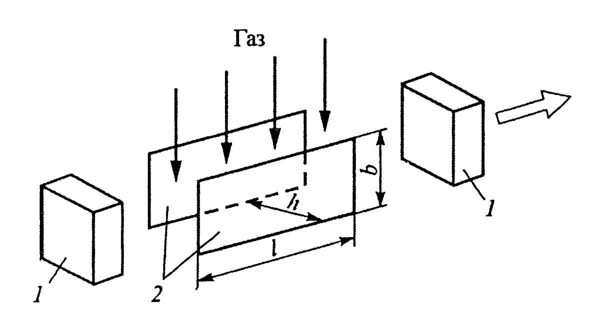



**Рис. 7.22.** Схема газоразрядной камеры лазера с поперечной прокачкой газовой смеси:
*1* – зеркала резонатора; *2* – электроды

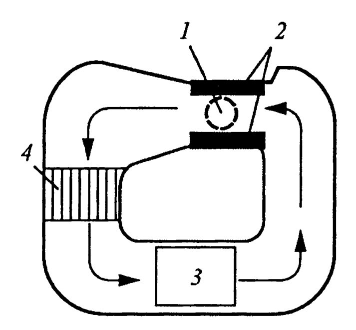



**Рис. 7.23.** Компоновка лазера с поперечной прокачкой газовой смеси

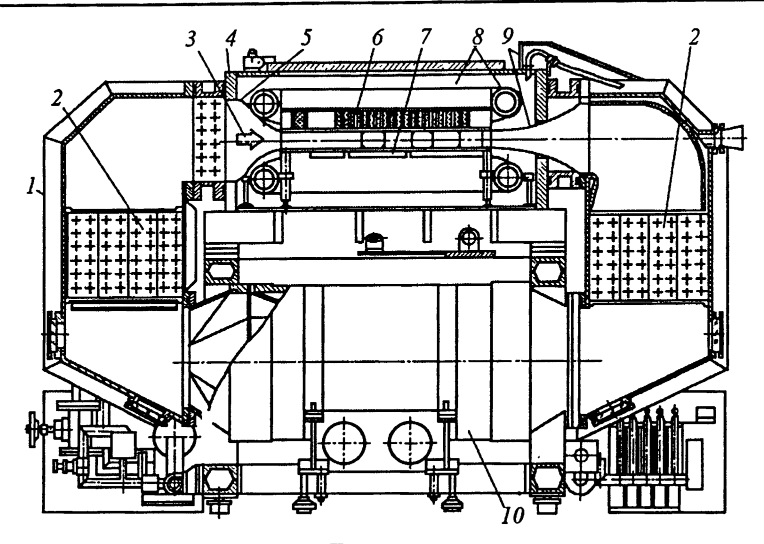



**Рис. 7.24.** Технологический $CO_2$-лазер ТЛ-5 с поперечной прокачкой:
*1* – газовакуумный контур; *2* – теплообменники; *3* – направление движения газовой смеси; *4* – газоразрядная камера; *5* – диффузор; *6* – катод; *7* – анод; *8* – блок резонатора; *9* – конфузор; *10* – компрессор

Основные характеристики наиболее распространенных технологических $CO_2$-лазеров приведены в табл. 7.5.

*Таблица 7.5*

| Лазер | $N_л$, кВт | $f_ц$, Гц | $D_{аперт}$, мм | Рабочая смесь $CO_2$:$N_2$:He | Давление рабочей смеси *p*, торр | Угловая расходимость α, мрад |
|---|---|---|---|---|---|---|
| «Лантан» | 1,5 | 250 | 45 | – | 100…250 | 1,5 |
| «Лок-2» | 1,2 | Непрерывный | 60 | 1:3:2 | 15 | 0,7 |
| ТЛ-5 | 5,0 | » | 54 | 0,05:0,95:0 | 25 | 1,0 |
| «Спектра-физикс 820» (США) | 1,5 | » | 24 | 4:17:79 | 30 | 1,4 |
| «Иглан-3» | 3,0 | » | 94 | 1:1,8:5,6 | 20 | 5 |
| МТЛ-2 | 2,0 | » | 94 | – | – | 2,5 |
| «Кохерент Е-775» (США) | 0,8 | » | 18 | 4,5:13,5:82 | 25 | 1,5 |
| С1-4000 (Франция) | 4,0 | » | 23 | 6:20:74 | – | 2 |
| «Латус-31» | 1,5 | » | 40 | (2…30): (4…90): (0…70) | – | 2 |

## Лазеры с накачкой электронным пучком

Лазеры с накачкой электронным пучком во многом аналогичны лазерам с накачкой электрическим разрядом. Основное отличие состоит в том, что в лазерах с накачкой электронным пучком электроны вводятся в активную среду из специального устройства – электронной пушки, а не рождаются в активной среде. Принципиальная схема газового лазера с накачкой электронным пучком приведена на рис. 7.25. Поток электронов *2* из электронной пушки *1* поступает в рабочую камеру *7* лазера через тонкую титановую или алюминиевую фольгу *3*, разделяющую вакуумную полость электронной пушки и камеру лазера, и возбуждает активную среду *8*. Лазерное излучение усиливается в резонаторе *5* и через полупрозрачное зеркало выводится наружу. Фольга, как правило, является анодом электронной пушки. Катодом служит массивный электрод, на который подается высокое импульсное напряжение.

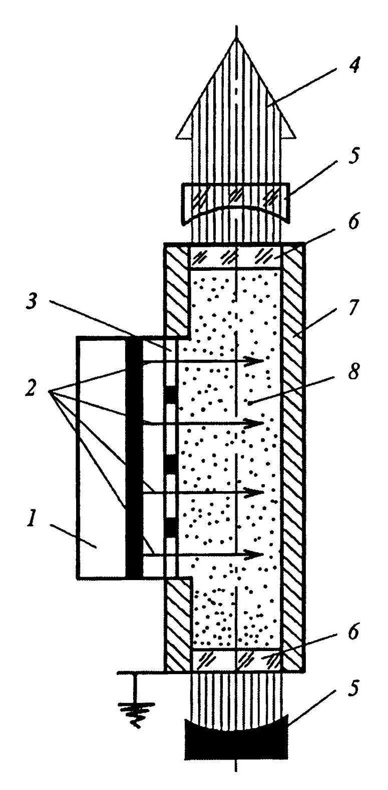



**Рис. 7.25.** Газовый лазер с накачкой электронным пучком: *1* – электронная пушка; *2* – поток электронов; *3* – металлическая фольга; *4* – лазерный луч; *5* – зеркала резонаторов; *6* – кварцевые окна; *7* – камера лазера; *8* – активная среда

Электроны электронного пучка, проходя через активную среду лазера, соударяются с атомами, молекулами и электронами газа, передают им свою энергию, создают возбужденные атомы и в основном вторичные электроны. Далее ионизация и возбуждение газа осуществляются уже вторичными, более медленными электронами.

Высоким КПД (до 10%) обладают эксимерные лазеры с электронно-пучковым возбуждением. Эти лазеры работают на переходах между электронными уровнями эксимерных молекул. Так называются молекулы, существующие только в электронно-возбужденном состоянии, например молекулы инертных газов $Ar_2^*$, $Kr_2^*$, $Xe_2^*$, молекулы галогенидов инертных газов $ArF^*$, $KrF^*$, $KrCl^*$, $XeF^*$, молекулы $ArO^*$, $KrO^*$, $XeO^*$.

Активная среда эксимерных лазеров состоит из инертного газа при атмосферном или большем давлении с возможными малыми добавками галогеносодержащих молекул. Эксимерные молекулы образуются в результате многоступенчатых гарпунных реакций, из которых на примере KrF-лазера выделим наиболее существенные:

$Kr + e \to Kr^+ + 2e$ – ионизация;

$Kr^+ + 2Kr \to Kr_2^+ + Kr$ – образование молекулярного иона;

$Kr_2^+ + e \to Kr^* + Kr$ – диссоциативная рекомбинация;

$Kr^* + F_2 \to KrF^* + F$ – образование эксимерной молекулы;

$KrF^* \to Kr + F + h\nu$ – генерация излучения.

Отличительной чертой эксимерных лазеров является также генерация ими излучения в ультрафиолетовой и видимой областях спектра. Так $Ar_2$-лазер излучает на длине волны $\lambda = 0{,}126$ мкм, $Xe_2$-лазер – на $\lambda = 0{,}172$ мкм, KrF-лазер – $\lambda = 0{,}248$ мкм, XeF-лазер – $\lambda = 0{,}351$ мкм, KrO-лазер – $\lambda = 0{,}558$ мкм.

Эксимерные лазеры работают в импульсно-периодическом режиме и могут генерировать мощное излучение. Например, в термоядерной установке «Аврора» эксимерный KrF-лазер генерирует энергию $E_л = 10$ кДж за время $t \approx 5 \cdot 10^{-9}$ с, лазер фирмы «Авко – Эверетт» излучает энергию $E_л = 5$ кДж за один импульс.

## Фотодиссоционные лазеры

Фотодиссоционные лазеры относятся к классу газовых лазеров с оптической накачкой. Наиболее известными из них являются йодные лазеры, в которых активной средой обычно служат алкилиодиды типа $CH_3I$; $C_3H_7I$; $C_4H_9I$ или перфторалкилиодиды типа $CF_3I$; $C_3F_7I$; $C_4F_9I$. Эти газы имеют полосы поглощения излучения в диапазоне $\Delta\lambda_п \approx 250 \pm 25$нм.

Процессы накачки и генерации в фотодиссоционных лазерах можно представить так:

$$RI + h\nu_и \rightarrow R + I^*;$$

$$I^* + h\nu_г \rightarrow I + 2h\nu_г.$$

где $R$ – соединения типа $C_nH_m$ или $C_nF_m$; $h\nu_н$ и $h\nu_г$ – энергия квантов накачки и генерации.

Йодные лазеры генерируют излучение в инфракрасной области спектра ($\lambda = 1{,}315$ мкм или $h\nu_г = 0{,}942$ эВ).

При нагреве активной среды йодные соединения подвергаются пиролизу ($RI \rightarrow R + I$), происходит заселение нижнего лазерного уровня и эффективность лазера падает. Уменьшить вредное влияние пиролиза можно, добавив в активную среду буферный газ с большой теплоемкостью. В качестве таких буферных газов обычно используется элегаз ($SF_6$) или гексан ($CH_3$ $(CH_2)_4$ – $CH_3$) в равном или несколько большем соотношении к основному газу.

КПД фотодиссоционных лазеров невысок ($\eta_л \approx 0{,}01$), что обусловлено низкими значениями квантового ($\eta_{кв} \approx 0{,}2$) и спектрального ($\eta_{сп} \approx 0{,}1$) КПД.

Схема фотодиссоционного импульсно-периодического лазера с энергией излучения $E_л = 500$ Дж приведена на рис. 7.26. Лазерная кювета *1* представляет собой цилиндрическую камеру из коррозионно-стойкой стали со световым диаметром 300 мм и длиной 740 мм, закрытую с торцов зеркалами резонатора. В осевой плоскости кюветы перпендикулярно ее оптической оси с шагом 100 мм расположены пять кумулятивных плазмодинамических источников накачки *2* (по 20 кДж каждый).

Газовакуумная система состоит из вакуумных насосов *11* и *12*, угольной *9* и криогенной *10* ловушек и баллонов *13* с рабочим веществом.

Система замкнутой циркуляции рабочего газа работает на основе конденсационно-испарительного цикла. Рабочий газ, выходящий из лазерной кюветы, сжижается в одном из сосудов – конденсаторе *7* и, пройдя через фильтр *6* с адсорбентом (активированный уголь), поступает в другой сосуд – испаритель *3*, имеющий нагреватель *5*. Отсюда испаряющееся вещество возвращается в лазерную кювету.

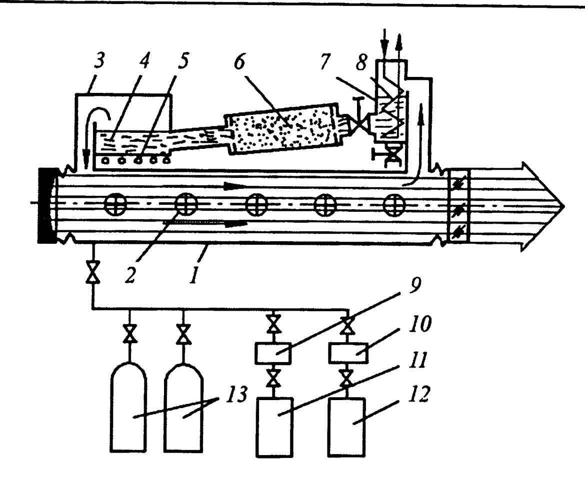



**Рис. 7.26.** Фотодиссоционный лазер импульсно-периодического действия:
*1* – лазерная кювета; *2* – источник накачки; *3* – испаритель; *4* – конденсированное рабочее вещество; *5* – нагреватель; *6* – фильтр; *7* – конденсатор; *8* – фреоновый контур; *9* – угольная ловушка; *10* – азотная ловушка; *11*, *12* – вакуумные насосы; *13* – баллоны с рабочим веществом

Фотодиссоционные лазерные установки «Астерикс» и «Искра» используются в экспериментах по лазерному термоядерному синтезу.

## Газодинамические лазеры

В лазерах с газодинамической накачкой инверсная заселенность создается нагревом активной смеси до больших температур и последующим резким охлаждением за счет быстрого расширения в сверхзвуковом сопле. Рассмотрим этот процесс на примере широко распространенного газодинамического лазера, работающего на смеси $CO_2 - N_2$ (рис. 7.27). Активная смесь под давлением 1...5 МПа нагревается в камере сгорания *2* до температуры $T \approx 1200...2500$ K, проходит через сопловой блок и быстро расширяется в камере *3* резонатора *5*. Температура смеси при этом падает примерно до 300 K, а давление – до $10^{-2}$ МПа. Затем рабочая смесь проходит через диффузор *6*, систему регенерации смеси, теплообменник *10* и компрессор *11*. Пополнение компонентов смеси предусматривается через вентили *7* и *8*. Вместо камеры сгорания с системой подачи топлива могут использоваться различные нагревательные устройства.

Возбуждение колебательных уровней молекул $N_2$ происходит путем нагрева смеси, а колебательных уровней молекул $CO_2$, кроме того, и за счет резонансной передачи энергии от возбужденных молекул $N_2^*$. Последнее обстоятельство особенно важно, так как молекул азота в активной смеси значительно больше (в 5–10 раз), чем молекул углекислого газа.

При нагревании смеси активно заселяются все, в том числе и лазерные уровни молекул $N_2$ и $CO_2$. Заселенность уровней является равновесной и определяется соотношением Больцмана. При истечении через сверхзвуковое сопло происходит резкое адиабатное расширение и охлаждение смеси. Заселенность лазерных уровней приходит в равновесие с новой температурой не мгновенно, а за время колебательной релаксации молекул $CO_2$. Так как время релаксации $t_р^в$ верхнего лазерного

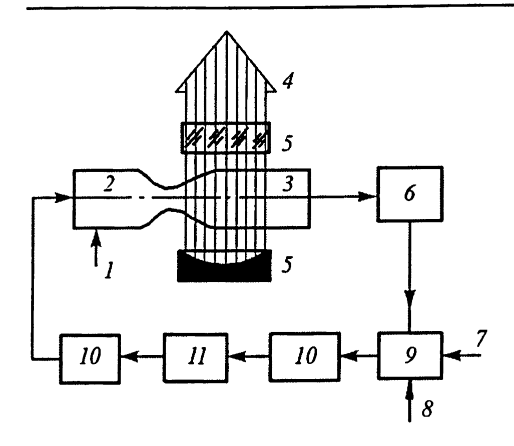



Рис. 7.27. Схема газодинамического лазера: *1* – подача топлива; *2* – камера сгорания; *3* – камера резонатора; *4* – лазерный луч; *5* – зеркала резонатора; *6* – диффузор; *7*, *8* – вентили подачи $CO_2$ и $N_2$; *9* – регенератор; *10* – теплообменник; *11* – компрессор

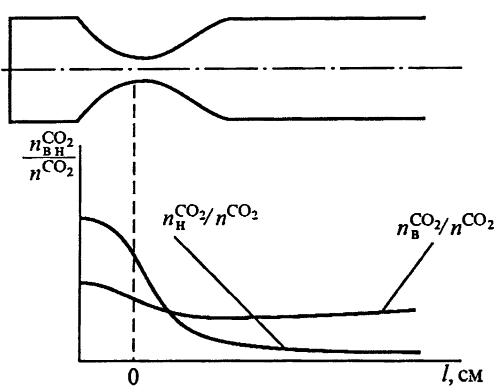



Рис. 7.28. Динамика заселенности лазерных уровней в газодинамическом $CO_2$-лазере

уровня $CO_2$ значительно больше времени релаксации нижнего лазерного уровня $t_р^н$, то через интервал времени $\sim t_р^н$ в активной среде возникает инверсная заселенность $n_в^{CO_2} > n_н^{CO_2}$ (рис. 7.28).

КПД газодинамических лазеров можно представить как отношение энергии лазерного излучения $E_л$ к энергии нагрева $E_н$ рабочей смеси:

$$\eta_л = \frac{E_л}{E_н} = \frac{(n_{N_2} + n_{CO_2}) \cdot E_в \eta_р \eta_{кв}}{kT_н \left[\frac{7}{2} n_{N_2} + \frac{9}{2} n_{CO_2}\right]} e^{-\frac{E_2}{kT_н}}. \tag{7.56}$$

Учитывая, что $n_{N_2} > n_{CO_2}$, получаем

$$\eta_л \approx \frac{E_в \eta_р \eta_{кв}}{kT_н} e^{-\frac{E_2}{kT_н}}. \tag{7.57}$$

Здесь $E_в = 0{,}292$ эВ – энергия верхнего лазерного уровня молекул $CO_2$; $\eta_{кв}$ – квантовый КПД; $\eta_р$ – КПД резонатора; $T_н$ – температура нагрева активной среды.

Газодинамические лазеры замкнутого цикла имеют КПД $\eta_л \approx 0{,}1...0{,}16$, а КПД лазеров открытого цикла $\eta_л \approx 0{,}02...0{,}08$. Значения температуры нагрева $T_н$ активной среды ограничены процессами диссоциации молекул $CO_2$. Это ограничение можно устранить подачей $CO_2$ непосредственно в сопло. Тогда колебательная энергия будет накапливаться за счет нагрева молекул $N_2$ в камере сгорания, а после перемешивания $N_2^*$ и $CO_2$ за соплом будет происходить резонансная передача энергии возбуждения от молекул $N_2^*$ к молекулам $CO_2$. В такой схеме температура нагрева $T_н$ будет ограничиваться температурой диссоциации молекул азота $N_2$ (около 4000 K).

Мощность газодинамического лазера можно записать так:

$$N_л = h\nu_г N' æ \gamma \eta_с \eta_р,$$

где $h\nu_г$ – энергия квантов генерации; $N'$ – секундный расход молекул газа; æ = 0,8 – содержание $N_2$ в смеси; $\gamma \approx 8,1\%$ – число колебательных квантов, приходящихся на одну молекулу $N_2$; $\eta_c$ – эффективность сопла (потери колебательных квантов, при истечении через сопло можно считать, что $\eta_c \approx 0,5$); $\eta_р$ – КПД резонатора.

По сути, рассмотренные газодинамические лазеры – это устройства, обеспечивающие прямое преобразование тепловой энергии в энергию когерентного электромагнитного излучения. Такие лазерные установки перспективны при высоком уровне мощности лазерного излучения ($N_л$ > 50 кВт).

## Химические лазеры

Еще одним типом лазеров прямого преобразования энергии являются химические лазеры, в которых энергия химической реакции, минуя какие-либо промежуточные формы, преобразуется в энергию когерентного излучения. При этом инверсная заселенность возникает в продуктах химических реакций при их возбуждении энергией, выделяющейся в химической реакции.

Для высокоэффективных химических лазеров лучше всего подходят экзотермические цепные реакции, в которых активные радикалы воспроизводятся по ходу реакции. Особого интереса заслуживают реакции фтор – водород, фтор – дейтерий, хлор – водород, имеющие следующий вид:

$$\begin{array}{ccccccc} F + H_2 & \rightarrow & H + F_2 & \rightarrow & F + H_2 & \rightarrow & \ldots \\ \downarrow & & \downarrow & & \downarrow & & \\ HF^* & & HF^* & & HF^* & & \end{array} \qquad (7.58)$$

Небольшое количество свободных радикалов F обычно получают, воздействуя ультрафиолетовым излучением (фотодиссоциацией) на фторсодержащие молекулы, например $SF_6$ ($SF_6 + h\nu \rightarrow F + SF_5$), или при взаимодействии $SF_6$ с буферным газом в камере нагрева ($SF_6 + N_2 \rightarrow F + SF_5 + N_2$). В дальнейшем реакция идет с возобновлением химически активных атомов фтора и водорода и образованием возбужденных молекул фтористого водорода $HF^*$, которые и используются для генерации лазерного излучения: $HF^* \rightarrow HF + h\nu$.

Оценим энергию излучения одной грамм-молекулы HF:

$$E = 0,444 \cdot 1,6 \cdot 10^{-19} \cdot 6,023 \cdot 10^{23} \approx 4,3 \cdot 10^4 Дж.$$

Учитывая молекулярную массу фтористого водорода, четырех-пятикратное разбавление реагентов буферным газом (азотом или гелием), полное сгорание и отсутствие дезактивации возбужденных молекул, можно оценить значение удельной энергии генерации

$$E_{уд} = 4,3 \cdot 10^4 / [20(4...5)] \approx 430...540 Дж/г.$$

Рассмотрим особенности возбуждения активной среды в химических лазерах. При экзотермических реакциях выделившаяся энергия $E_в$ равна сумме энергии активации $E_{ак}$ и теплоты реакции $E_р$ ($E_в = E_{ак} + E_р$). Эта энергия превращается в энергию поступательного движения $E_т$ и внутреннюю энергию продуктов реакции, последняя из которых состоит из вращательной $E_r$, колебательной $E_v$ и энергии

электронного возбуждения $E_e$. Поэтому в общем случае можно говорить о том, что энергия химических реакций может возбуждать вращательные $r$, колебательные $v$, колебательно-вращательные $v - r$ и электронные $e$ переходы. Однако последние требуют значительно большей энергии, чем теплота реакции. Вращательные переходы возможны, но доля вращательной энергии в образующихся молекулах невелика (менее 10%). Большинство химических лазеров работает на колебательной и колебательно-вращательной инверсии заселенностей энергетических уровней, так как доля колебательной энергии $\beta = E_v / E_в$ в возбужденных молекулах может быть достаточно большой. Например, в реакции $F + H_2 \to HF^* + H$ эта доля – $\beta \approx 0{,}7$, в реакции $F + D_2 \to FD^* + D$ – $\beta \approx 0{,}79$, а в реакции $Cl + H_2 \to HCl^* + H$ – $\beta \approx 0{,}39$.

Колебательные уровни энергии являются низколежащими, и поэтому химические лазеры излучают энергию в инфракрасном диапазоне длин волн. Так, фтороводородный (HF) лазер излучает на длине $\lambda \approx 2{,}7$ мкм, фтордейтериевый (DF) лазер – на длине $\lambda \approx 4{,}3$ мкм.

Химические лазеры обычно характеризуют химическим КПД, равным отношению энергии генерации к энергии химической реакции: $\eta_х = E_л / E_в$. В современных химических лазерах $\eta_х \approx 0{,}1...0{,}15$. Принципиальная схема HF-лазера приведена на рис. 7.29, *а*. В камере *1* нагрева и смешения буферный газ $N_2$ и шестифтористая сера $SF_6$ нагреваются до температуры ~ 2000...2500 K, смешиваются и образует-

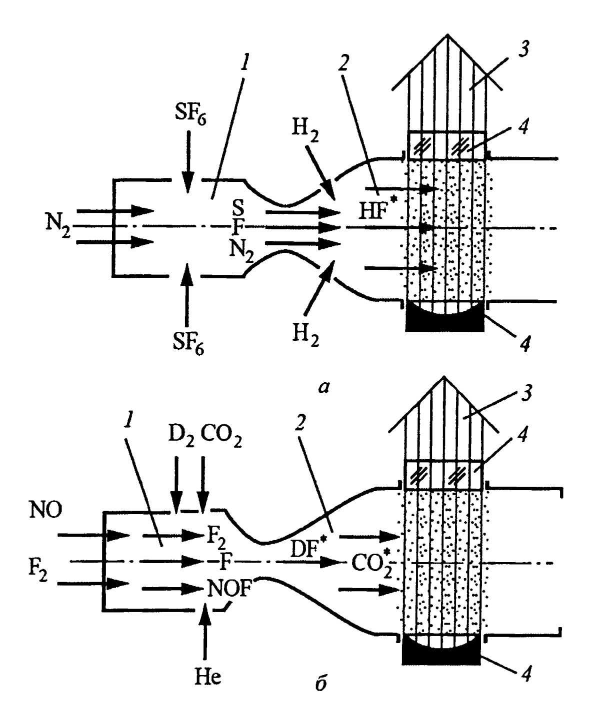



**Рис. 7.29.** Схемы химических лазеров:
*а* – HF-лазер; *б* – DF-$CO_2$-лазер; *1* – камера смешения компонентов; *2* – сопло; *3* – лазерный луч; *4* – резонатор

ся атомарный фтор. В сверхзвуковом сопле *2* протекают реакции замещения с образованием возбужденных молекул $HF^*$. Поступая в оптический резонатор *4*, эти молекулы испускают лазерное излучение *3*.

Колебательно-возбужденные молекулы химических реакций могут быть использованы и для эффективного возбуждения молекул $CO_2$ и создания $CO_2$-лазера с химическим возбуждением. Схема непрерывного DF-$CO_2$-лазера приведена на рис. 7.29, *б*. Последовательность реакций в этом лазере такова:

1) образование свободного F

$NO + F_2 \rightarrow NOF + F$;

2) образование возбужденных молекул $DF^*$

$D + F_2 \rightarrow DF^* + F$;

$F + D_2 \rightarrow DF^* + D$;

3) резонансное возбуждение молекул $CO_2$

$DF^* + CO_2 \rightarrow DF + CO_2^*$;

4) генерация излучения

$CO_2^* \rightarrow CO_2 + h\nu$.

В $CO_2$-лазерах с химическим возбуждением КПД достигает 18 %, а удельная энергия излучения – 70 Дж/г.

Мощность излучения химических лазеров в основном определяется расходом рабочей смеси и может достигать огромных значений – сотни киловатт и даже несколько мегаватт.

Для широкого использования химических лазеров в промышленности необходимо разработать эффективные технические средства и технологию утилизации ядовитых отходов продуктов химических реакций.

Глава 8

# КОМПРЕССОРНЫЕ, ХОЛОДИЛЬНЫЕ, КРИОГЕННЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

## 8.1. Компрессорные машины

В зависимости от значения создаваемого давления компрессорные машины подразделяют на компрессоры, повышающие давление газов до 0,2...200 МПа и выше; газодувки, повышающие давление до 0,01...0,3 МПа, и вакуум-насосы. По характеру рабочего процесса различают несколько типов компрессорных машин: объемные, газодинамические, тепловые. В объемных машинах повышение давления газа осуществляется путем изменения объема рабочего пространства машины. В динамических машинах и аппаратах внешняя энергия преобразуется вначале (на первой стадии рабочего процесса) в энергию струи сжимаемого газа или энергию вихрей (например, с помощью вращающегося рабочего колеса с лопатками), а затем (на второй стадии рабочего процесса) кинетическая энергия струи или вихря переходит в потенциальную энергию давления сжатого газа. В тепловых компрессорных машинах повышение давления газа осуществляется за счет теплоты внешних источников. Наибольшее практическое распространение получили компрессорные машины объемного и динамического типа. Области применения компрессорных машин в зависимости от производительности и давления нагнетания показаны на рис. 8.1.

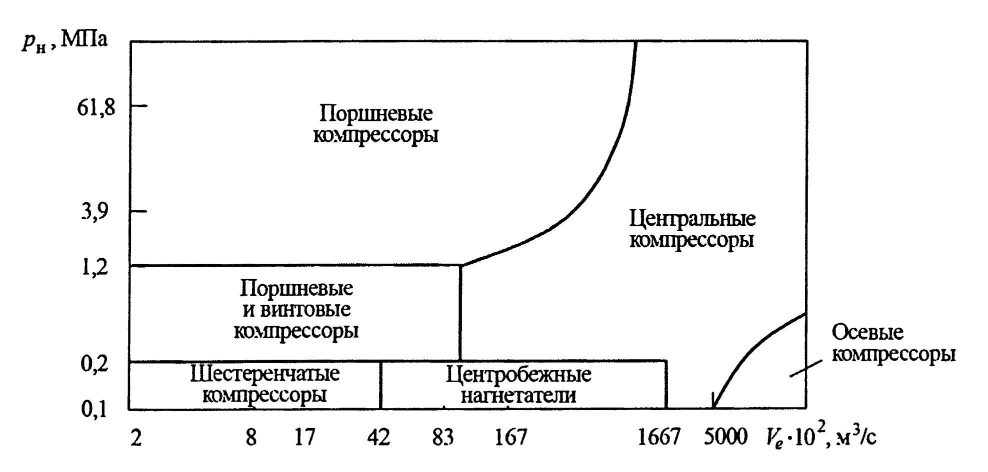
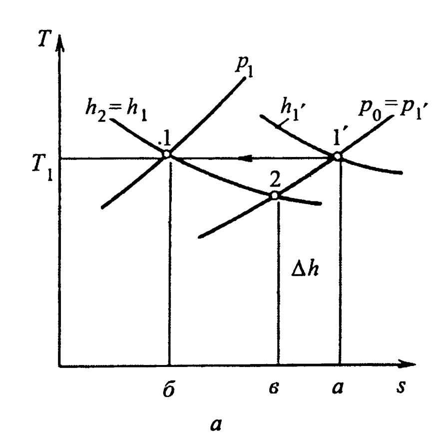
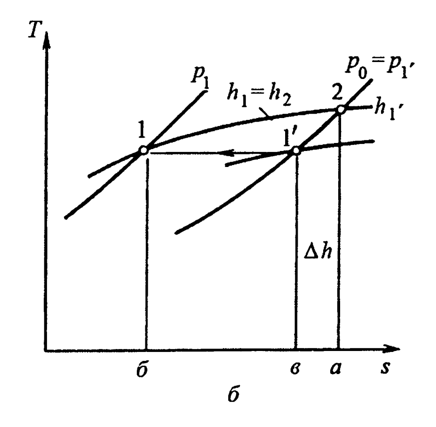



**Рис. 8.1.** Поля применимости компрессорных машин




а




б

**Рис. 8.2.** *sT*-диаграммы реальных газов: *а* – $h_1 < h_1'$; *б* – $h_1 > h_1'$

В настоящее время в нашей стране выпускаются сотни типоразмеров различных компрессорных машин производительностью 0,02...12 тыс. м$^3$/мин с давлением нагнетания до 250 МПа и мощностью 0,1 кВт...40 МВт. Компрессорные машины применяются во многих отраслях народного хозяйства.

При изучении процессов компрессорных машин необходимо учитывать свойства реальных газов и паров. Так, если внутренняя энергия и энтальпия идеального газа не зависят от давления и при одинаковой температуре (точки *1* и *1'* рис. 8.2, *а*) равны, то внутренняя энергия реального сжатого газа при одинаковой температуре всегда меньше (рис. 8.2, *б*). Связано это с тем, что при сближении молекул потенциальная составляющая внутренней энергии всегда уменьшается, поэтому

$$\Delta u = u_1 - u_{1'} < 0. \qquad (8.1)$$

Изменение энтальпии

$$\Delta h = h_1 - h_{1'} = (u_1 - u_{2'}) + pv\left[1 - \frac{p_1'v_1'}{p_1 v_1}\right]$$

в различных областях состояний неодинаково. Действительно, разность энергий (8.1) всегда отрицательна, знак второго слагаемого определяется свойствами сжимаемости реальных газов, обусловливающих увеличение или уменьшение энтальпии при изотермном сжатии.

Если энтальпия сжатого газа меньше, чем несжатого (см. рис. 8.2, *а*), то работа $l_{\text{ко}}$ изотермного сжатия в открытой системе (площадь 11'*бв*2) меньше количества отведенной теплоты $q_{\text{сж}}$ (площадь 11'*ба*), т. е. $(l_{\text{ко}})_{T_1} < q_{\text{сж}}$. Наоборот, в области состояний, где энтальпия сжатого газа больше, чем несжатого (см. рис. 8.2, *б*), $(l_{\text{ко}})_{T_1} > q_{\text{сж}}$.

Термодинамически любой компрессор представляет собой открытую систему со входом и выходом сжимаемого газа. Для изотермного сжатия газа в открытой системе абсолютное значение работы

$$(l_{\text{ко}})_{T_1} = q + (h_1 - h_{1'}) + 0{,}5(w_1^2 - w_{1'}^2) + l_{\text{тр}}. \qquad (8.2)$$

Если работой трения $l_{\text{тр}}$ и скоростями газа $w_1$ на входе и $w_{1'}$ на выходе из компрессора пренебречь, то

$$(l_{\text{ко}})_{T_1} = q + (h_1 - h_{1'}), \qquad (8.3)$$

где $q = T_1 (s_{1'} - s_1)$ – теплота сжатия.

Таким образом, работа изотермного сжатия в открытой системе определяется разностью значений изобарно-изотермных потенциалов

$$(l_{\text{ко}})_{T_1} = h_1 - T_1 s_1 - (h_{1'} - T_{1'} s_{1'}) = z_1 - z_{1'} = \Delta z. \tag{8.4}$$

Абсолютное значение работы при адиабатном сжатии любого газа в открытой системе при $q = 0$ $(l_{\text{ко}})_{\text{ад}} = h_1 - h_{1'} + 0{,}5(w_1^2 - w_{1'}^2) + l_{\text{тр}}$. Если работой трения $l_{\text{тр}}$ и скоростями газовых потоков $w_{1'}$ и $w_1$ пренебречь, то

$$(l_{\text{ко}})_{\text{ад}} = h_1 - h_{1'} = \int_{1'}^{1} v dp = \int_{1'}^{1} v \left[\frac{ds}{dv}\right]_{\text{p}} dT. \tag{8.5}$$

В первом приближении для определения работы адиабатного сжатия реального газа можно пользоваться формулой (8.5). Потери энергии в результате необратимых процессов трения (механического и в газовых потоках), тепло- и массообмена, утечек и другие учитывают изотермным КПД $\eta_{\text{из}}$ для охлаждаемых компрессорных машин и адиабатным $\eta_{\text{ад}}$ для неохлаждаемых.

## Объемные компрессоры

***Объемный компрессор*** – компрессор, в котором повышение давления газа происходит при уменьшении замкнутого объема.

***Особенности работы объемных компрессоров.*** При рассмотрении одноступенчатых объемных компрессоров необходимо выделять следующие объемы (рис. 8.3): рабочую полость *1*, полость всасывания *2*, полость нагнетания *3*, а также стандартную точку всасывания *4* с параметрами газа $p_{\text{вс}}$ и $T_{\text{вс}}$. В действительном компрессоре имеется мертвый объем $V_0$ (рис. 8.4), из которого рабочее тело не может быть вытеснено при нагнетании. Вследствие обратного расширения газа, оставшегося в мертвом объеме после нагнетания, часть объема рабочей полости цилиндра $\Delta V' = V_{d'} - V_0$ оказывается «потерянной» для всасывания новой порции газа.

Газ, поступающий в рабочую полость компрессора во время всасывания, нагревается в результате теплоотдачи от нагретых поверхностей рабочей полости и каналов, через которые происходит всасывание. В связи с этим температура газа в рабочей полости в конце всасывания (в начале сжатия) оказывается выше температуры $T_{\text{вс}}$ в точке *4* (см. рис. 8.3).

В действительном компрессоре газ при течении через клапаны и трубопроводы преодолевает различные гидравлические сопротивления, вследствие чего его давление в рабочей полости во время всасывания меньше, чем давление в полости всасывания и в стандартной точке всасывания, а во время нагнетания больше, чем давление в полости нагнетания.

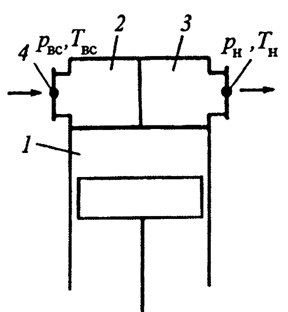


**Рис. 8.3.** Контрольные объемы поршневого компрессора

В действительной машине всегда имеет место механическое трение. Часть работы трения (например, часть трения поршневых колец о цилиндр) в виде теплоты передается к газу в рабочей полости. В рабочей полости действительного компрессора присутствуют неплотности (за-

зоры в клапанах, в сальниках, поршневых уплотнениях и т. д.), и часть газа вытекает из рабочей полости или, наоборот, поступает в рабочую полость извне.

Давления и температуры газа в полостях всасывания и нагнетания действительного компрессора непостоянны. Их значения колеблются за счет периодически повторяющихся процессов всасывания и нагнетания в рабочую полость. Пульсации давлений в полостях всасывания и нагнетания оказывают влияние на работу самодействующих клапанов и на рабочий процесс в полости цилиндра.

Самодействующие клапаны открываются и закрываются под действием перепада давлений на их подвижном запорном органе. Для открытия клапана перепад давлений должен создать силу, превышающую силу натяжения пружины, прижимающей запорный орган, инерцию покоя подвижных частей и силу прилипания запорного органа к седлу. Это приводит к запаздыванию открытия клапана.

***Индикаторная диаграмма*** – зависимость давления газа в цилиндре от объема рабочей полости цилиндра.

Индикаторная диаграмма действительного поршневого компрессора показана на рис. 8.4, *б*. Процессы всасывания *da* и нагнетания *bc* протекают с переменным количеством газа и при переменных давлении и температуре. Переменное давление газа в рабочей полости во время всасывания и нагнетания обусловлено переменными гидравлическими сопротивлениями в клапанах, так как течение газа происходит под действием поршня, движущегося с переменной скоростью, при переменном проходном сечении клапана при его открытии и закрытии. Температура газа в рабочей полости во время всасывания повышается вследствие передачи теплоты от горячих стенок. Поэтому как температура $T_a$, так и давление $p_a$ газа в рабочей полости в конце всасывания не равны соответственно $T_{вс}$ и $p_{вс}$ в стандартной точке всасывания.

Процесс сжатия газа начинается в точке *a* и заканчивается в точке *b*, когда начинает открываться нагнетательный клапан (см. рис. 8.4, *б*). Давление газа в точке *b* больше, чем давление нагнетания $p_н$, так как необходим перепад давлений для открытия клапана. В начале сжатия средняя температура газа в рабочей полости меньше, чем средняя температура стенок, поскольку последние не успевают

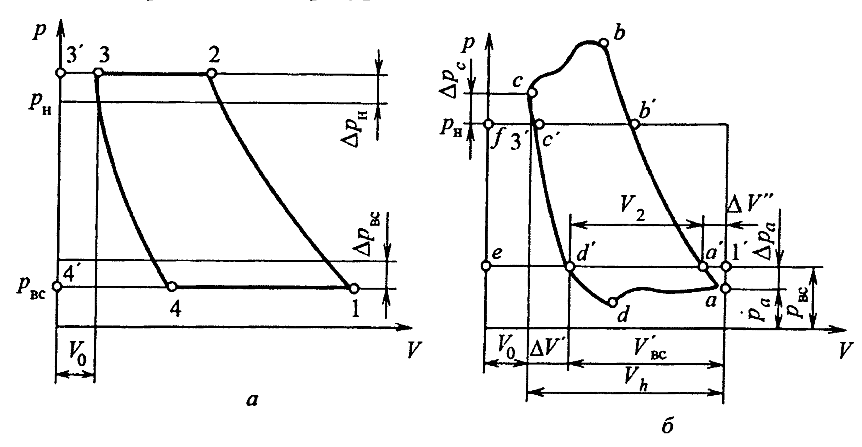



**Рис. 8.4.** Индикаторные диаграммы процессов поршневого компрессора:
*а* – схематизированная; *б* – действительная

остыть от нагрева после сжатия в предыдущем цикле, и сжатие газа происходит с подводом теплоты, т. е. с показателем политропы $n$, большим показателя адиабаты $k$ ($n > k$). При дальнейшем сжатии температура газа повышается. Когда средняя температура сжимаемого газа сравняется со средней температурой стенок, теплообмен между газом и стенками рабочей полости прекращается. В этот момент $n = k$. При дальнейшем сжатии температура газа продолжает увеличиваться, и процесс сжатия происходит с отводом теплоты ($n < k$).

Обратное расширение (процесс *c–d*) газа происходит вначале с отводом теплоты ($n > k$), а затем с подводом теплоты ($n < k$).

Упомянутые особенности работы действительного компрессора обусловливают уменьшение его производительности и увеличение энергии, необходимой на сжатие и перемещение газа.

***Производительность объемного компрессора*** – объемное количество газа, подаваемого потребителю в единицу времени, измеренное после компрессора и приведенное к условиям всасывания, т. е. давлению и температуре в стандартной точке всасывания.

Производительность $V_e$ объемного компрессора и мощность $N_e$, которую необходимо передать валу компрессора, определяются с учетом всех упомянутых особенностей действительного компрессора с помощью математических моделей, реализуемых на ЭВМ. Однако на практике применяют более простые методы расчета, основанные на упрощенном представлении действительной индикаторной диаграммы.

Производительность $V_e$ действительного компрессора меньше геометрической производительности $V_h$, что оценивается коэффициентом подачи

$$\lambda = V_e / V_h. \tag{8.6}$$

Коэффициент подачи $\lambda$ может быть представлен в виде

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_{др} \lambda_т \lambda_{пл}, \tag{8.7}$$

где $\lambda_0$ – объемный коэффициент, учитывающий уменьшение производительности вследствие обратного расширения газа, оставшегося в мертвом объеме; $\lambda_{др}$ – коэффициент дросселирования, учитывающий уменьшение производительности за счет снижения давления газа в рабочей полости в конце всасывания (точка *a*) по сравнению с давлением в стандартной точке всасывания; $\lambda_т$ – коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение производительности, обусловленное превышением температуры газа в рабочей полости в конце процесса всасывания над температурой в стандартной точке всасывания; $\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности, учитывающий уменьшение производительности из-за неплотностей рабочей полости.

В поршневых компрессорах основное влияние на уменьшение производительности оказывает мертвый объем $V_0$. Для определения $\lambda_0$ процесс обратного расширения принимается условно политропным с постоянным показателем политропы $m$, проходящим через начальную точку процесса и точку $d'$ (см. рис. 8.4, *б*). Такая условная политропа называется политропой конечных параметров. Значение $m$ политропы конечных параметров определяется зависимостью

$$m = 1 + A\,(k - 1),$$

где $k$ – показатель адиабаты; $A$ – коэффициент, $A = 0{,}5$ при $p_{вс} < 0{,}15$ МПа, $A = 0{,}62$ при $p_{вс} = 0{,}15...0{,}4$ МПа, $A = 0{,}75$ при $p_{вс} = 0{,}4...1{,}0$ и $A = 0{,}88$ при $p_{вс} = 1...3$ МПа.

С некоторыми допущениями можно считать началом процесса обратного расширения точку *3'* (см. рис. 8.4, *б*), тогда из уравнения политропы конечных параметров $p_н V_о^m = p_{вс}(V_о + \Delta V')^m$ следует

$$\lambda_о = V_{вс}/\overline{V}_h = 1 - a_м[(p_н/p_{вс})^{1/m} - 1], \tag{8.8}$$

где $a_м = V_о/\overline{V}_h$ – относительное значение мертвого объема, $\overline{V}_h$ – геометрический рабочий объем цилиндра.

Остальные коэффициенты имеют следующие значения: $\lambda_{др} = 0{,}95...0{,}98$, $\lambda_{пл} = 0{,}96...0{,}98$. Коэффициент подогрева может быть определен из уравнения $\lambda_т = 1...0{,}02[(p_н/p_{вс}) - 1]$.

***Индикаторная мощность ступени действительного компрессора*** – мощность, затраченная на взаимодействие рабочего органа (поршня или ротора) с потоком газа, включающая все потери в газовом тракте, в том числе обусловленные утечками рабочего тела и теплообменом.

Индикаторная мощность ступени действительного компрессора определяется по индикаторной диаграмме. При схематизации диаграммы принимается, что сжатие и обратное расширение происходят по эквивалентным политропам с постоянными показателями (см. рис. 8.4, *а*) между давлениями $p_{вс} - \Delta p_{вс}$ и $p_н + \Delta p_н$. Тогда индикаторная работа определяется площадью *1234*, которая равна разности площадей *123'4'* и *433'4'*, где первая представляет работу $\int_1^2 Vdp$, а вторая $\int_3^4(-Vdp)$ работу, совершаемую газом в процессе обратного расширения. Осредненные потери давления во всасывающих $\Delta p_{вс}$ и нагнетательных $\Delta p_н$ клапанах могут быть определены по соотношениям $\Delta p_{вс} \approx \delta_{вс} p_{вс}$ и $\Delta p_н \approx 0{,}5\delta_н p_н$, а относительные потери $\delta$ находят по рис. 8.5, на котором относительные потери давления $\delta_н$ на нагнетании являются суммарными для нагнетательных клапанов и установленного после компрессора охладителя газа.

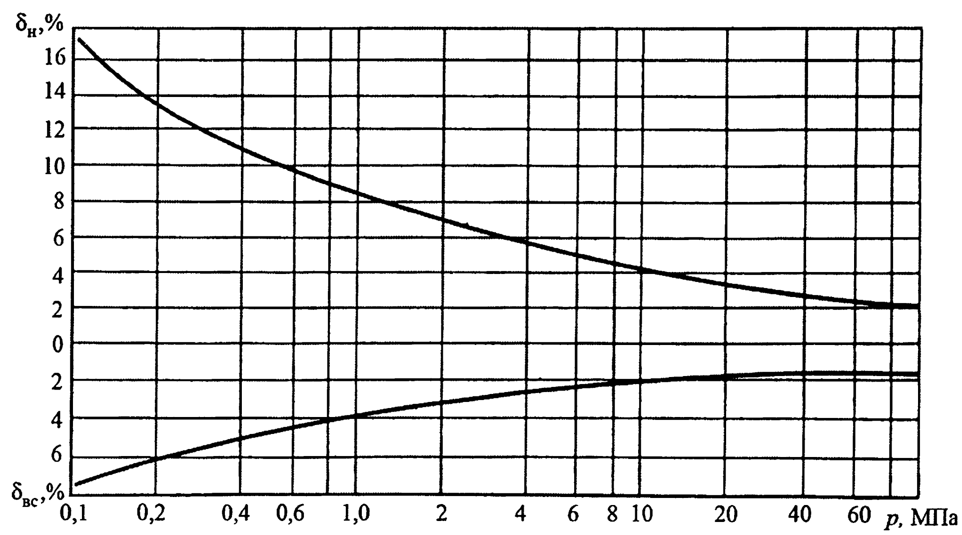



**Рис. 8.5.** Зависимость относительных потерь давления при всасывании $\delta_{вс}$ и нагнетании $\delta_н$ поршневого компрессора от межступенчатого давления *p*

С достаточной для практических расчетов степенью точности эквивалентных политроп $n_э$ можно принимать равным показателю адиабаты $k$, поэтому индикаторная мощность действительного компрессора

$$N_{инд} = (p_{вс} - \Delta p_{вс})\, V_h \theta_i\, [k/(k-1)]\, \{[(p_н + \Delta p_н)/(p_{вс} - \Delta p_{вс})]^{(k-1)/k} - 1\}, \quad (8.9)$$

где $\theta_i = 1 - a_м\{[(p_н + \Delta p_н)\,/\,(p_{вс} - \Delta p_{вс})]^{1/k} - 1\}$ – коэффициент, учитывающий возврат энергии при расширении газа в процессе обратного расширения.

***Многоступенчатые компрессоры*** используют для получения газа высокого давления. Переход газа из ступени в ступень и его охлаждение между ступенями сопровождаются в действительном многоступенчатом компрессоре потерями давления, т. е. давление всасывания каждой последующей ступени меньше давления нагнетания каждой предыдущей ступени. Эти потери могут увеличиваться до 15...18%. Номинальное межступенчатое давление $p_m$ замеряется в стандартной точке всасывания последующей ступени, т. е. $p_{m\,i} = p_{вс\;i+1}$. Номинальное межступенчатое давление $p_m$ используют для оценки номинального относительного повышения давления в ступенях действительного компрессора: $\varepsilon_{I\;ном} = p_{m\,I}/p_{вс.к}$; $\varepsilon_{II\;ном} = p_{m\,II}/p_{m\,I}$; $\varepsilon_{III\;ном} = p_{m\,III}/p_{m\,II}$; ...; $\varepsilon_{i\;ном} = p_{m\,i}/p_{m\,i-1}$; ...; $\varepsilon_z = p_{н.к}/p_{m\,z-1}$; $p_{m\,i} = p_{вс\;i+1}$, где $p_{вс.к}$ и $p_{н.к}$ – давление соответственно всасывания и нагнетания компрессора.

При этом очевидно, что $\varepsilon_к = p_{н.к}/p_{вс.к} = \varepsilon_{I\;ном}\,\varepsilon_{II\;ном}\,\varepsilon_{III\;ном}, ..., \varepsilon_{z\;ном}$. Осредненное давление газа $p_{1i}$ в цилиндре $i$-й ступени действительного компрессора во время всасывания меньше номинального межступенчатого давления $p_{m\,i-1}$ вследствие потерь давления во всасывающих клапанах этой ступени. Осредненное давление газа $p_{н\,i}$ в цилиндре $i$-й ступени больше номинального межступенчатого давления $p_{m\,i}$ в результате потерь давления в нагнетательных клапанах при переходе газа из ступени в ступень и через охладитель, расположенный между $i$-й и ($i$+1)-й ступенями. Поэтому действительное относительное повышение давления газа $\varepsilon_{i\,ц}$ в цилиндре $i$-й ступени будет больше номинального $\varepsilon_{i\;ном}$ ($\varepsilon_{i\,ц} > \varepsilon_{i\;ном}$). В действительном многоступенчатом компрессоре невозможно осуществить полное охлаждение газа между ступенями, т. е. охладить газ до температуры всасывания в первую ступень.

Выбор числа ступеней сжатия должен быть экономически обоснованным, при этом следует учитывать, что, с одной стороны, увеличение числа ступеней приводит к уменьшению работы сжатия и перемещения газа, так как общий процесс сжатия во всем компрессоре приближается к изотермному (см. рис. 1.28), а с другой стороны, увеличение числа ступеней обусловливает дополнительные потери давления и энергии в добавленных клапанах, межступенчатых коммуникациях и охладителях. Обычно число ступеней поршневого компрессора выбирают так, чтобы относительное повышение давления в цилиндре каждой ступени $\varepsilon_{i\,ц} = p_{2\,i}/p_{1\,i}$ составляло 2,5...4.

Оптимальные значения межступенчатого давления в теоретическом многоступенчатом компрессоре могут быть получены из условия распределения повышения давления по ступеням в соответствии с формулой (1.237а). Однако распределение повышения давления по ступеням в соответствии с формулой (1.237а) может быть в первом приближении принято и для действительного многоступенчатого компрессора. Необходимое распределение повышения давления по ступеням обеспечивается подбором значений геометрических рабочих объемов ступеней сжатия $V_{h\,i}$, для чего может быть использована зависимость

$$V_{h\,i} = (V_e/\lambda_i)(p_{вс\,I}/p_{вс\,i})(T_{вс\,i}/T_{вс\,I}), \tag{8.10}$$

где $V_e$ – производительность всего компрессора; $\lambda_i$ – коэффициент подачи [см. уравнение (8.7)] $i$-й ступени; $p_{вс\,I}$ и $T_{вс\,I}$ – давление и температура всасывания в первую ступень. Геометрические размеры каждой ступени рассчитываются так, чтобы обеспечивался необходимый объем $V_h$ ступени.

Индикаторная мощность многоступенчатого компрессора определяется суммой индикаторных мощностей отдельных ступеней сжатия, подсчитанных по формуле (8.9), т. е. $N_{инд.к} = \Sigma N_{инд\,i}$.

Энергетическое совершенство действительных объемных компрессоров оценивается изотермным КПД

$$\eta_{из} = N_{из}/N_{д.к} \tag{8.11}$$

или адиабатным

$$\eta_{ад} = N_{ад}/N_{д.к}, \tag{8.12}$$

где $N_{из}$ и $N_{ад}$ – мощность эталонного изотермного и адиабатного идеальных компрессоров, работающих в тех же условиях, что и оцениваемый компрессор той же производительности; $N_{д.к}$ – мощность, измеренная на валу компрессора.

Таким образом, эталонные изотермный и адиабатный идеальные компрессоры должны иметь одинаковые с оцениваемым производительность, давление всасывания и нагнетания и температуру всасывания.

Изотермный и адиабатный КПД, определенные по формулам (8.11) и (8.12), называются полными или эффективными, так как оценивают энергетическое совершенство всего компрессора в целом, причем адиабатный КПД используется только для неохлаждаемых одноступенчатых компрессоров. У существующих поршневых компрессоров $\eta_{из} = 0{,}60...0{,}75$ и $\eta_{ад} = 0{,}80...0{,}95$, у винтовых – $\eta_{ад} = 0{,}6...0{,}8$.

Для энергетической оценки совершенства термодинамических и газодинамических процессов в компрессорах используются индикаторные или внутренние КПД, определяемые отношениями

$$\eta_{из.\,инд} = N_{из}/N_{инд\,д.к}, \tag{8.13}$$

$$\eta_{ад.\,инд} = N_{ад}/N_{инд.д.к}, \tag{8.14}$$

где $N_{инд.д.к}$ – действительная индикаторная мощность оцениваемого компрессора.

В выражениях (8.13) и (8.14) в качестве эталонных компрессоров приняты, как и в выражениях (8.11) и (8.12), идеальные изотермный и адиабатный.

В существующих компрессорах $\eta_{ад.\,инд} = 0{,}88...0{,}95$ и $\eta_{из.\,инд} = 0{,}7...0{,}8$. Для оценки механических потерь используется механический КПД

$$\eta_м = N_{инд\,д.к}/N_{д.к} = N_{инд.д.к}/(N_{инд.д.к} + N_{д\,к}), \tag{8.15}$$

где $N_{тр}$ – мощность трения.

У существующих поршневых компрессоров $\eta_м = 0{,}82...0{,}95$, у винтовых $\eta_м = 0{,}92...0{,}98$, причем меньшие значения соответствуют менее быстроходным. Сопоставляя уравнения (8.11) и (8.15), нетрудно отметить, что

$$\eta_{из} = \eta_{из.\,инд}\eta_м, \tag{8.16}$$

$$\eta_{ад} = \eta_{ад.\,инд}\eta_м. \tag{8.17}$$

## Конструкции поршневых и винтовых компрессоров

*Поршневые компрессоры* промышленного назначения выпускают в V-, W- и L-образном и оппозитном исполнениях.

На рис. 8.6 показан двухрядный оппозитный воздушный компрессор 2М10-50/8. Производительность этого компрессора составляет 0,83 $м^3/с$ (50 $м^3/мин$) при избыточном давлении нагнетания 0,8 МПа. Межступенчатый охладитель располагается над цилиндрами вдоль их осей и опирается на патрубки цилиндров. Цилиндр *7* первой ступени выполнен составным из корпуса, двух конических крышек и «мокрой» втулки, применение которой расширяет возможность унификации, так как путем замены втулки можно изменять диаметр цилиндра. Цилиндр *3* второй ступени выполнен со съемной торцовой крышкой *2*. Поршень *8* первой ступени в целях уравновешивания инерционных сил максимально облегчен и выполнен сварным, а поршень *1* второй ступени – литым.

База компрессора состоит из чугунной рамы, стального кованого коленчатого вала *5*, установленного в подшипниках скольжения, штампованных шатунов *6*, крейцкопфов *4*, которые воспринимают нормальные силы, возникающие в кривошипно-шатунном механизме, направляющих крейцкопфа и смазочной системы. На этой базе изготовляются «производные компрессоры»: четырехрядный воздушный общего назначения, шестирядный без смазывания на давление 20 МПа для воздухоразделительных установок и другие компрессоры. Они отличаются числом и конструкцией цилиндров.

В V-образном исполнении выпускаются компрессоры малой производительности мощностью до 30...50 кВт.

*Винтовой компрессор* – роторный компрессор, в котором рабочие полости образованы корпусом и винтообразными роторами со специальными профилями.

Винтовые компрессоры обладают рядом преимуществ перед поршневыми. Они подают потребителю более равномерный поток сжатого газа и не имеют возвратно-поступательно движущихся масс, создающих неуравновешенные силы инерции. Такие компрессоры допускают большие скорости вращения, в них отсутствуют клапаны, представляющие собой наиболее ненадежные узлы поршневых компрессоров. Однако винтовые компрессоры имеют более низкий КПД, что объясняется наличием зазоров и, следовательно, большим влиянием на рабочий процесс утечек и перетечек. Они плохо регулируются и поэтому малоэкономичны на нерас-

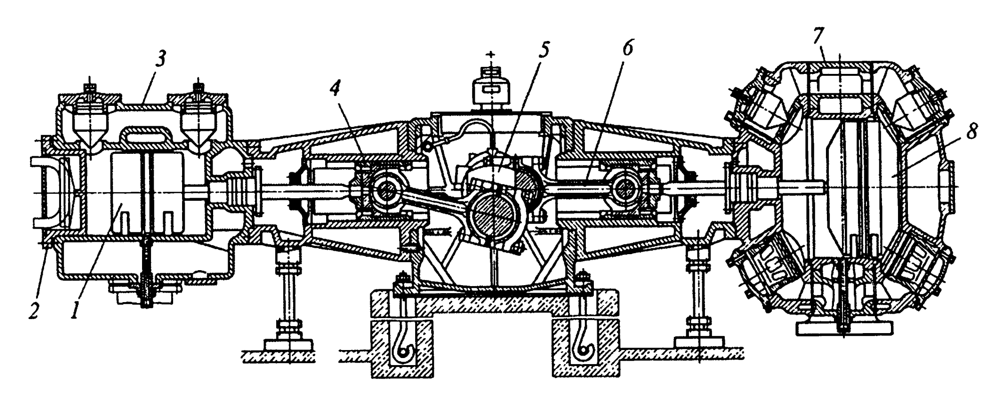



**Рис. 8.6.** Двухрядный оппозитный воздушный компрессор 2М10-50/8



**Рис. 8.7.** Устройство и принцип действия винтового компрессора

четных режимах, требуют повышенной точности изготовления и сборки, создают большой уровень шума во время работы.

Винтовой компрессор (рис. 8.7, *а*) состоит из двух винтообразных роторов: ведущего *2* и ведомого *3*, помещенных в специальную расточку корпуса *1*. Роторы установлены в опорных подшипниках *5* и *6* и имеют упорные подшипники *4*, воспринимающие осевые усилия. Рабочие полости, образованные роторами, корпусом и крышкой, имеют уплотнения *9* на валах роторов. Охлаждение корпуса осуществляется прокачиванием воды через охлаждающие рубашки *10*.

Принцип работы винтового компрессора поясняют рис. 8.7, *б* и *в*. На рис. 8.7, *б* приведен условный цилиндр, в теле которого шаровой фрезой выполнена винтовая канавка. В эту канавку помещен шар, который может перемещаться только вдоль образующей цилиндра. При вращении цилиндра шар будет перемещаться, постоянно контактируя с поверхностью канавки, и делить объем канавки на две части, изолированные друг от друга линией контакта. При вращении цилиндра так, как показано на рис. 8.7, *б*, объем канавки слева от шара будет увеличиваться, а объем канавки справа – уменьшаться. При увеличении объема части канавки слева от шара в нее через левый торец канавки может входить газ (всасывание). В то же время в полости справа от шара может происходить сжатие газа и его выталкивание (нагнетание) через правый торец канавки, когда он откроется в нагнетательное окно в правой торцовой крышке.

В винтовом компрессоре роль перемещающегося во впадине шара играет винтовой зуб, выполненный на другом роторе-цилиндре (рис. 8.7, *в*). Наиболее часто на одном роторе выполняют шесть винтовых канавок-впадин, а на другом – четыре винтовых зуба (рис. 8.7, *г*, поз. *I–IV*).

Всасывание газа в рабочие полости винтового компрессора и выталкивание его из этих полостей осуществляется через окна специальной формы в торцовых крышках соответственно со сторон всасывания и нагнетания. Степень сжатия и степень повышения давления зависят от расположения и формы нагнетательного окна.

Роторы компрессоров без смазывания изготовлены таким образом, чтобы между ними и стенками корпуса сохранялись небольшие зазоры (до 0,1 мм и менее) с ограниченными утечками и перетечками рабочего тела через них. Поддержание зазоров между роторами обеспечивается синхронизацией их вращений зубчатыми колесами *7* и *8* (см. рис. 8.7, *а*). Винты спрофилированы таким образом, что условный контакт (минимальный зазор) между ними происходит по линии, разделяющей полости, образованные впадинами по обе стороны условной контактной линии. По мере вращения ротора (см. рис. 8.7, *в*) объем впадин перед линией контакта увеличивается (положение *I*), чем обеспечивается всасывание газа через окна, расположенные в торце, затем объем полостей впадин за условной линией контакта уменьшается (положения *II–IV*), происходит сжатие газа, и, когда нагнетательное окно откроется, сжатый газ подается потребителю.

Винтовые компрессоры без смазывания рассчитываются аналогично поршневым, с учетом бóльших значений перетеканий газа из полости в полость, которые обусловлены зазорами между роторами, а также между роторами и корпусом.

Наибольшее распространение получили так называемые маслозаполненные компрессоры, в которых охлажденное масло впрыскивается в рабочую полость в значительных количествах. Так, при $\varepsilon = 8...9$ масса впрыскиваемого масла в 6...8 раз больше массы сжимаемого воздуха. Впрыскиванием капельной жидкости (масла) в сжимаемый газ в рабочей полости образуется бинарная гетерогенная смесь.

Большая поверхность мелких капелек охлажденного масла, распределенных по объему рабочей полости, позволяет отводить от сжимаемого газа большое количество теплоты. Кроме того, впрыскивание масла в рабочую камеру приводит к уменьшению проходных сечений щелей вследствие заполнения их маслом и резко снижает утечки и перетечки. Впрыскиваемое масло отделяется от сжатого газа в специальных устройствах и после охлаждения опять впрыскивается.

Интенсивный внутренний отвод теплоты в маслозаполненных компрессорах снижает показатель политропы сжатия до значений $n$ = 1,1...1,15. При этом повышение температуры масла в рабочей камере $\Delta T_м$ = 25 K, а температура нагнетаемого газа не превышает $T_н$ = 390 K при $\varepsilon$ = 8...9 в одной ступени.

В рабочие полости таких машин постоянно впрыскивается значительное количество масла, что позволяет допускать контакт между роторами. Поэтому в маслозаполненных компрессорах отсутствуют синхронизирующие зубчатые колеса. Окружные скорости на наружном диаметре роторов в маслозаполненных машинах составляют 30...50 м/с, т. е. в 2...2,5 раза меньше, чем в компрессорах без смазывания.

Производительность одноступенчатых винтовых компрессоров без смазывания составляет 0,15...12 м$^3$/с при давлении нагнетания до 0,4 МПа, маслозаполненных машин от 0,01 м$^3$/с при давлении нагнетания до 1,3 МПа. Максимальное давление нагнетания многоступенчатых винтовых компрессоров составляет 4,5 МПа.

## Центробежные компрессоры

***Центробежный компрессор*** – компрессор, в котором передача энергии газу осуществляется вращающимися лопатками.

Ступень центробежного компрессора (рис. 8.8) имеет рабочее колесо, представляющее собой вращающуюся лопаточную систему. Сжимаемый газ поступает в рабочее колесо из камеры всасывания. Давление при этом падает, так как скорость газа на пути 0–1 возрастает при постоянстве полного давления. В рабочем колесе (участок 1–2) под действием центробежных сил происходит повышение давления и кинетической энергии газа. На выходе из рабочего колеса абсолютная скорость газа достигает максимального значения в проточной части компрессора. Безлопаточный диффузор (участок 2–3) служит для частичного преобразования кинетической энергии за рабочим колесом в потенциальную, т. е. в статическое давление, а также для выравнивания скоростей потока перед входом в лопаточный диффузор (участок 3–4). В последнем вследствие увеличения проходного сечения практически заканчивается преобразование кинетической энергии газа в статическое давление. Затем поток газа поворачивается по направлению к центру (участок 4–5) и входит в обратно направляющий аппарат (участок 5–6), по которому с небольшим изменением скорости подается к рабочему колесу следующей ступени. В одноступенчатых машинах сразу за лопаточным диффузором устанавливается выходное устройство (улитка). В многоступенчатых компрессорах улитка располагается за диффузором последней ступени.

Теоретический напор (работа, подведенная к 1 кг газа), развиваемый одной ступенью центробежного компрессора,

$$H_\infty = 0{,}5(u_2^2 - u_1^2) + 0{,}5\,(w_1^2 - w_{2\infty}^2) + 0{,}5\,(c_2^2). \qquad (8.18)$$

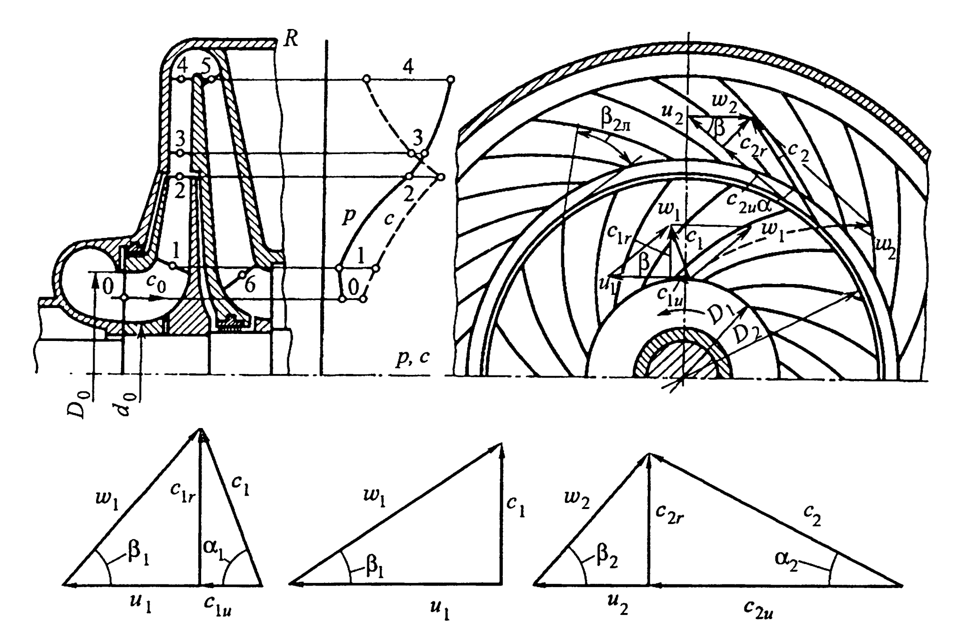



**Рис. 8.8.** Схема ступени центробежного компрессора и треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

Причём первые два слагаемых составляют полный статический напор $H_{ст}$, развиваемый колесом, а последнее слагаемое определяет динамический напор $H_д$. Первое слагаемое в уравнении (8.18) соответствует повышению статического давления в результате действия центробежных сил, второе – дополнительному повышению статического давления благодаря уменьшению относительной скорости движения газа от $w_1$ до $w_{2\infty}$ в канале колеса, происходящего вследствие изменения сечения канала, и возрастания плотности ρ газа при сжатии, т. е. уменьшения удельного объема $v$ газа.

Уравнение (8.18) может быть приведено к формуле Эйлера

$$H_\infty = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}, \tag{8.19}$$

где $c_{2u}$ и $c_{1u}$ – проекции соответствующих абсолютных скоростей на направление переносной скорости.

Отношение теоретического статического напора $H_{ст}$, развиваемого в колесе, к полному теоретическому напору ступени называют кинематической степенью реактивности (кинематическим коэффициентом реактивности) $\rho_к = H_{ст} / H_\infty$. Для рабочих колес с нормально загнутыми назад лопатками, у которых угол $\beta_{2л}$ выхода лопаток (см. рис. 8.8) находится в пределах от 35 до 50°, $\rho_к$ = 0,7...0,6, причем при увеличении $\beta_{2л}$ значение $\rho_к$ уменьшается.

Теоретический напор определяется при течении без трения в колесе с бесконечно большим числом лопаток, обеспечивающим выход газа в любой точке окружности колеса под одним и тем же углом $\beta_{2\infty}$, равным углу выхода лопаток $\beta_{2л}$. В действительном центробежном компрессоре рабочее колесо имеет конечное число лопаток, и потому поток газа в каналах вращающегося рабочего колеса следует

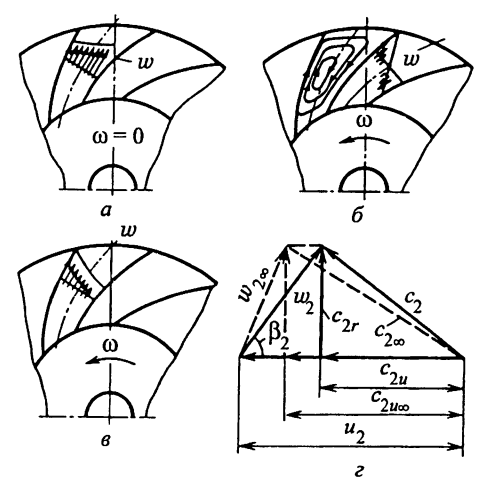



**Рис. 8.9.** Схемы течения газа в межлопаточном канале рабочего колеса с конечным числом лопаток

рассматривать в виде потока, проходящего неподвижные каналы между лопатками ($w$ = 0), на который накладывается поток во вращающемся колесе с закрытым входом и выходом. Распределение скоростей в потоке газа через неподвижный канал показано на рис. 8.9, *а*. В закрытой полости канала вращающегося колеса течение газа получает циркуляционный характер (рис. 8.9, *б*) – осевой вихрь. Направление такого вихря противоположно направлению вращения рабочего колеса. Результат наложения полей скоростей для этих случаев (рис. 8.9, *в*) свидетельствует о том, что осевой вихрь деформирует треугольники скоростей (рис. 8.9, *г*), вследствие чего напор уменьшается до значения

$$H_z = \mu_ц H_\infty, \qquad (8.20)$$

где $\mu_ц = c_{2u} / c_{2u\infty}$ – коэффициент циркуляции, в первом приближении значение $\mu_ц$ = 0,85...0,95.

Рабочие процессы в проточной части действительного компрессора протекают с потерями. Гидравлические потери в камере всасывания связаны с несовершенством организации подвода газа к колесу. Гидравлические потери в рабочем колесе обусловлены поворотами потока газа, трением при течении газа в межлопаточном пространстве, а также ударом на входе потока в колесо. При изменении количества протекающего воздуха изменяется относительная скорость $w_1$, и треугольник скоростей деформируется (см. рис. 8.8). При подводе потока также возможны некоторые отклонения направления относительной скорости $w$ от направления кромки лопатки, в результате чего появляется окружная составляющая скорости $c_{1u}$ (см. рис. 8.8). Отношение $\varphi = c_{1u} / u$ – коэффициент закрутки на входе, в среднем для вентиляторов $\varphi$ = 0,3, для компрессоров $\varphi$ = 0,15. Потери в диффузоре состоят из потерь на трение и вихреобразование.

Гидравлические потери уменьшают напор $H_z$ [см. уравнение (8.20)] до значения $H$, причем отношение $H / H_z$ называется гидравлическим или газодинамическим КПД,

$$\eta_г = H / H_z = (H_z - \Delta H) / H_z = 1 - \Delta H / H_z, \qquad (8.21)$$

где $\Delta H$ – суммарные потери напора в проточной части. Для различных конструкций компрессоров $\eta_г$ = 0,75...0,9.

Потери, обусловленные внутренними перетеканиями через уплотнения, связаны с образованием потоков *1* и *2* (рис. 8.10, *а*), которые увеличивают расход газа в колесе и в диффузоре, а следовательно, затраты энергии на привод компрессора.

Потери от трения дисков образуются в зазорах между нерабочей стороной диска и корпусом. Частицы газа, примыкающие к поверхности диска, под действием

центробежной силы отбрасываются на периферию (рис. 8.10, *б*). В связи с тем, что на периферии давление больше, чем у втулки, частицы возвращаются с периферии к втулке вдоль неподвижной стенки. В действительности частицы газа также движутся вместе с диском по окружности, поэтому полное движение этих частиц происходит по сложной спирали. Работа, затраченная на поддержание такого циркуляционного движения, и составляет потери от трения дисков. Потери трения дисков о воздух приводят к дополнительному расходу мощности

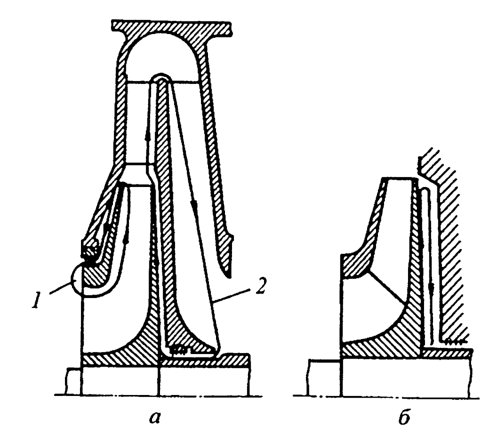



**Рис. 8.10.** Схемы движения потоков, вызывающих потери в центробежных компрессорах

$$N_{тр} = K\,(u_2/100)^3\, D_2^2 \rho_{2к}, \qquad (8.22)$$

где $\rho_{2к}$ – плотность газа после выхода из рабочего колеса; $K$ – коэффициент, который выбирается в зависимости от числа Re и шероховатости поверхности или подсчитывается в виде отношения $K = 13{,}5/\mathrm{Re}_u^{0,2}$, где $\mathrm{Re}_u$ – число Рейнольдса, подсчитанное по $u_2$ и $D_2$.

Потери с выходной скоростью $c_к$ газа на выходе из машины не позволят использовать удельную энергию выходящего газа $0{,}5c_к^2$. Для уменьшения этих потерь скорость в выходном патрубке желательно снижать до скорости газа в трубопроводе.

Энергетическое совершенство ступени центробежного компрессора оценивают несколькими КПД, определяемыми на основе энергетического баланса ступени, отнесенного к 1 кг газа (рис. 8.11). Часть подведенной к валу машины работы $l_e$

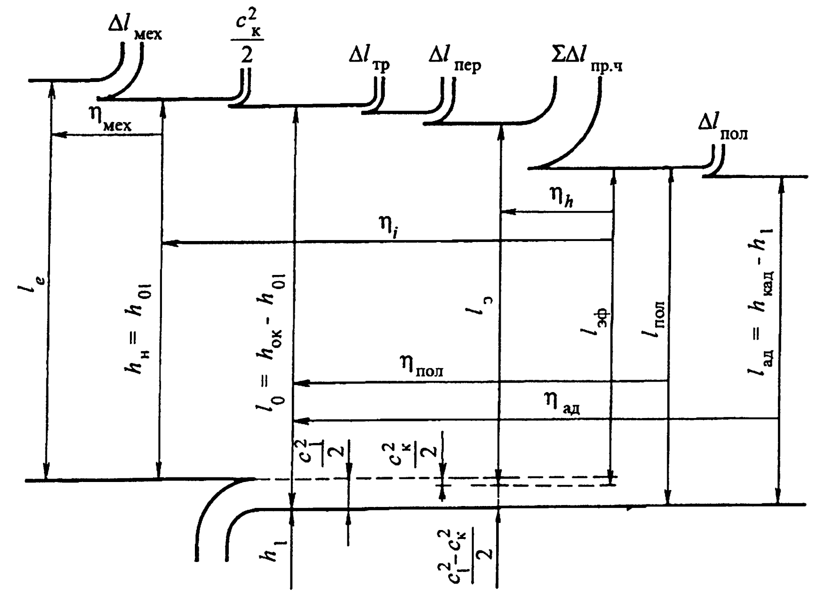



**Рис. 8.11.** Энергетический баланс ступени центробежного компрессора

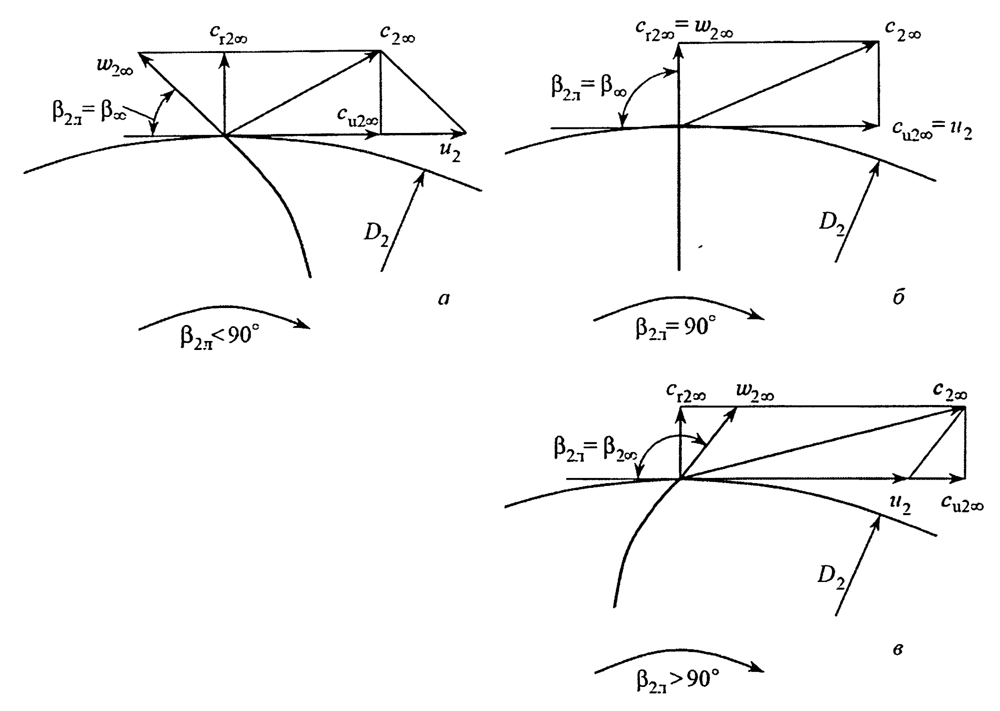



**Рис. 8.12.** Типы лопаток рабочих колес центробежного компрессора

расходуется на механические потери $\Delta l_{мех}$, потери от трения дисков о газ $\Delta l_{тр}$, потери от перетеканий $\Delta l_{пер}$, гидравлические потери в проточной части $\Sigma\Delta l_{пр.ч}$, потери с выходной скоростью. Адиабатная работа $l_{ад}$ отличается от политропной $l_{пол}$ на величину $\Delta l_{пол}$. Из рис. 8.11 можно установить все КПД и определить потери, учитываемые каждым из них. Так, гидравлический или газодинамический КПД $\eta_г = l_{эф} / l_з$; внутренний КПД $\eta_i = l_{эф} / l_0$; политропный КПД $\eta_{пол} = l_{пол} / l$; адиабатный КПД $\eta_{ад} = l_{ад} / l$.

Рабочие колеса компрессоров выполняют с лопатками, загнутыми вперед (рис. 8.12, *в*); с радиально оканчивающимися (рис. 8.12, *б*) и с загнутыми назад (рис. 8.12, *а*) лопатками.

Если для радиального безударного входа принять $c_1 \approx c_{1r} \approx c_{2r}$, то степень реактивности $\rho_к = 1 - 0{,}5c_{2u} / u_2$ в основном зависит от отношения скоростей $c_{2u} / u_2$. При $\beta_{2л} = 90°$ (см. рис. 8.12, *б*) $\rho_к \approx 0{,}5$; при $\beta_{2л} > 90°$ (см. рис. 8.12, *в*) $\rho_к < 0{,}5$ и при $\beta_{2л} < 90°$ (см. рис. 8.12, *а*) $\rho_к > 0{,}5$. В существующих машинах скорость $c_{1u}$ весьма мала, поэтому на основании формулы (8.19) при $c_{1u} = 0$ напор $H_\infty$ можно определять произведением

$$H_\infty = u_2 c_{2u\infty}. \tag{8.23}$$

Из треугольников скоростей (см. рис. 8.12) видно, что для $\beta_{2л} = 90°$ (радиально оканчивающиеся лопатки) $c_{2u\infty} = u_2$, для $\beta_{2л} > 90°$ (загнутые вперед лопатки) $c_{2u\infty} > u_2$, для $\beta_{2л} < 90°$ (загнутые назад лопатки) $c_{2u\infty} < u_2$.

Таким образом, теоретический полный напор ступени при одинаковых окружных скоростях $u_2$ оказывается самым большим в колесе с загнутыми вперед лопатками и малым в колесе с лопатками, загнутыми назад. Однако в колесах с

лопатками, загнутыми назад, бóльшая часть полного напора превращается в статическое давление непосредственно в рабочем колесе, в то время как из большого полного напора, получаемого в колесах с лопатками, загнутыми вперед, меньшая часть превращается в давление в рабочем колесе. Превращение бóльшего полного напора, получаемого в колесах с загнутыми вперед лопатками, в статическое давление сопровождается большими потерями вследствие больших скоростей. Особенно велики эти потери у высоконапорных машин, и потому колеса с лопатками, загнутыми вперед, применяются только в вентиляторах. В компрессорах и нагнетателях применяются колеса с лопатками, загнутыми назад.

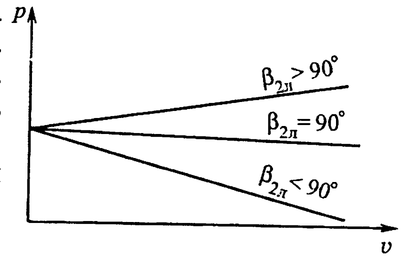



**Рис. 8.13.** Теоретические напорные характеристики

Основными характеристиками центробежных компрессоров являются: напорная (зависимость давления или напора от расхода), мощностная (зависимость мощности от расхода) и характеристика экономичности (зависимость КПД от расхода). При помощи уравнения (8.23) можно показать, что теоретическая напорная характеристика (рис. 8.13) представляет собой линейную зависимость между давлением (напором) и расходом, причем наклон этой характеристики зависит от угла выхода лопатки $\beta_{2л}$. Действительная напорная характеристика (рис. 8.14) отличается от теоретической (см. рис. 8.13) на величину потерь *1*, обусловленных конечным числом лопаток, гидравлических потерь *2*, пропорциональных квадрату скорости *u*, следовательно, квадрату *V*, а также потерь *3* на удар при входе, которые тем существеннее, чем больше отклонение расхода от расчетного значения.

При работе центробежных компрессоров на сеть рабочая точка *N* находится наложением характеристики сети *OM* на напорную характеристику компрессора *KN'*. Пересечение характеристик машины и сети определяет рабочую точку *N*, в которой давление, развиваемое компрессором, равно противодавлению сети при одинаковых расходах.

При повышении сопротивления в сети ее параболическая характеристика протекает круче и рабочая точка перемещается в область более высоких давлений и меньших расходов. При чрезмерно больших сопротивлениях рабочая точка может переместиться до критической точки К, соответствующей максимальному давлению, которое может развивать центробежный компрессор. Дальнейшее увеличение сопротивления сети машина не может преодолеть, поэтому ветвь напорной характеристики левее точки является зоной неустойчивой работы.

Повышение давления до критической точки К связано с явлением помпажа, при котором компрессор не может преодолеть увеличивающееся давление на выходе и прекращает подачу сжатого газа, хотя ротор продолжает вращаться. Рабочей точкой, соответствующей $V = 0$, становится

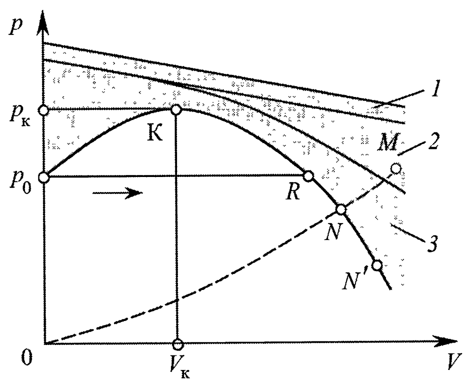



**Рис. 8.14.** Действительная напорная характеристика

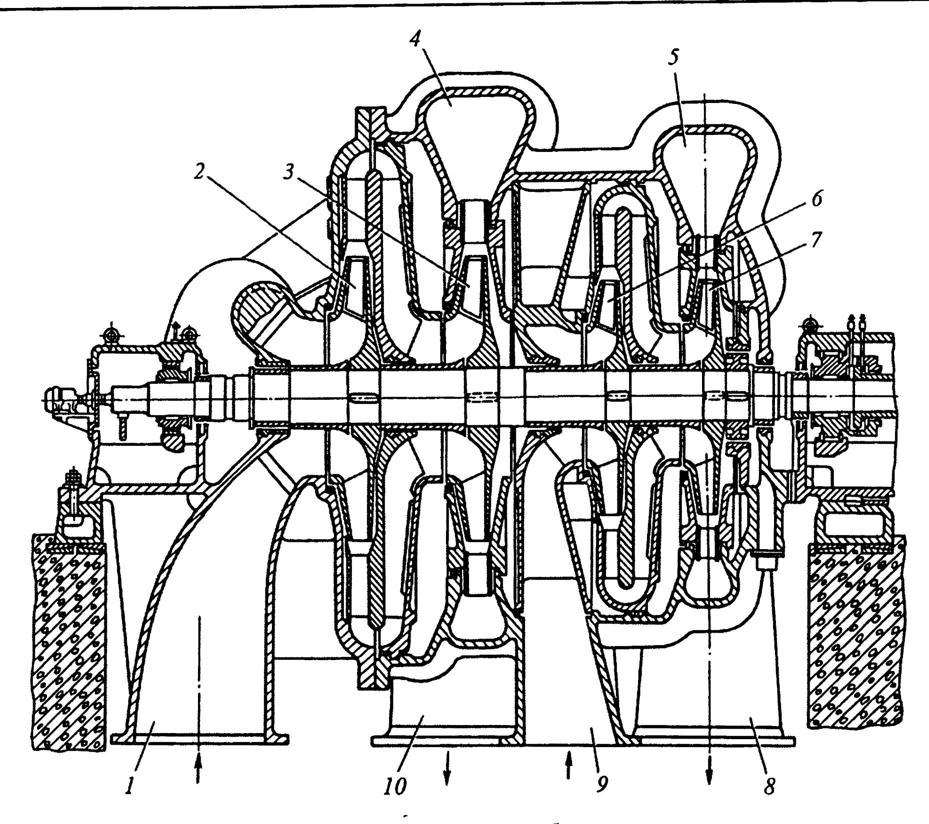



**Рис. 8.15.** Многоступенчатый центробежный компрессор

точка $p_0$. Так как в этот момент давление в сети $p_к$ выше давления $p_0$, развиваемого компрессором без подачи воздуха, газ поступает из сети в машину. Одновременно газ из сети подается к потребителю, в связи с чем давление в сети падает и машина вновь начинает создавать давление, но при этом ее рабочая точка, определяемая давлением $p_0$, смещается на устойчивую ветвь характеристики, и рабочая точка переносится в точку $R$. Характеристика сети опять становится круче, и вновь рабочая точка перемещается к параметрам $p_к$ и $V_{кр}$. Процесс обратного поступления газа в машину повторяется. Явление помпажа вызывает тряску компрессора и может привести к поломке лабиринтных уплотнений, подшипников и т. д. Особенно опасно явление помпажа в высоконапорных машинах. Поэтому центробежные компрессоры снабжаются автоматической системой антипомпажной защиты.

Для получения повышенного давления газа используют многоступенчатые центробежные компрессоры. Вследствие повышения температуры газа при сжатии сжатый газ необходимо охлаждать через определенное число ступеней. Многоступенчатые центробежные компрессоры без промежуточного охлаждения принято называть нагнетателями, а с промежуточным охлаждением – компрессорами.

На рис. 8.15 показан четырехступенчатый компрессор К-3250-41-2, предназначенный для подачи воздуха в доменную печь. Воздух всасывается через входное устройство *1*, последовательно сжимается в двух ступенях с рабочими колесами *2* и *3* одинакового диаметра и собирается в улитке *4*, из которой через патрубок *10* направляется в межступенчатый охладитель (на рис. 8.15 не показан). После ох-

лаждения в межступенчатом охладителе воздух поступает во входное устройство *9* второй секции и сжимается в третьей и четвертой ступенях сжатия с рабочими колесами *6* и *7* одинакового диаметра, который отличается от диаметра колес первой и второй ступени. Сжатый воздух собирается в улитке *5* и отводится через патрубок *8*.

## 8.2. Холодильные и криогенные машины и установки

Холод и теплота – суть одно и то же и имеют одинаковые единицы измерения.

***Охлаждение*** – в широком смысле – это отвод теплоты от тел и передача ее другим телам или в окружающую среду. (Конкретизация процессов охлаждения дана ниже.)

Охлаждение достигается естественным путем с минимальными затратами энергии и средств в тех случаях, когда есть возможность использовать для конвективного или кондуктивного отвода теплоты от тел или машин такие природные среды, как воздух, вода, земля, лед и снег, или когда можно организовать радиационный отвод теплоты. Путем естественного охлаждения можно также получить хладоносители (например, лед или рассол), которые затем использовать для охлаждения каких-либо тел. Наиболее низкие естественные температуры, наблюдаемые в природе, составляют примерно 170 K. В России запасы естественного холода огромны: 65% территории относится к зонам многолетней мерзлоты (криолитзоны). В Канаде их около 50% и на Аляске 80%. Единственным континентом, на котором нет многолетней мерзлоты, является Австралия.

Естественное охлаждение широко применяется в ряде областей техники. Вместе с тем использование в широких масштабах природных низких температур, особенно запасов холода северных широт, практически еще не начато, хотя представляется возможным и в определенных областях перспективным. Для обеспечения искусственного охлаждения необходимы существенно большие затраты энергии и средств, чем для естественного. Теплоту, отведенную от тела в процессе искусственного охлаждения, обычно называют холодом.

***Холодопроизводительность*** (холодильная мощность – количество теплоты, отводимое установкой в единицу времени) измеряется в ваттах и киловаттах. Теоретически минимальная удельная мощность, требующаяся для получения 1 Вт холодопроизводительности при заданной температуре $T$, называемая коэффициентом удельных затрат мощности $\varphi$, равна обратной величине холодильного коэффициента холодильной машины Карно.

Зависимости коэффициента $\varphi$ при производстве холода от температуры $T$ приведены на рис. 8.16. Следует обратить внимание на то, что $\varphi$ очень сильно зависит от температуры охлаждения $T$ и в меньшей степени от температуры окружающей среды $T_0$.

Искусственно охладить какое-либо тело можно различными способами. Часто для этого используется промежуточное рабочее тело, с которым осуществляется последовательная совокупность процессов (обычно замкнутый цикл), в результате которых теплота может быть сначала передана от охлаждаемого тела промежуточному рабочему телу цикла, а затем в окружающую среду или другому телу.

Рабочее тело цикла (часто называемое хладагентом) может быть в газообразном, жидком или твердом состоянии. Процессы, совершаемые в циклах с хладагентами, обеспечивают понижение температуры и производство холода. В систе-

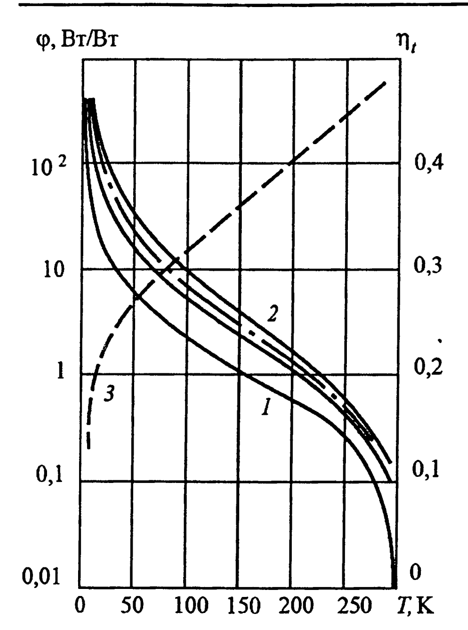



**Рис. 8.16.** Зависимости относительных минимальных и действительных затрат мощности от температуры при производстве холода:

*1* – минимально необходимые затраты $\varphi_{min} = \varphi_{Карно} = (T_0 - T) / T$; *2* – диапазон реальных среднестатистических значений φ; *3* – ориентировочные значения степени термодинамического совершенства различных установок

мах охлаждения наряду с хладагентами могут использоваться и хладоносители. Они чаще всего бывают в жидком и газообразном состоянии. С их помощью реализуется процесс переноса теплоты от удаленных охлаждаемых объектов в цикл. Понятно, что в некоторых случаях хладагент может выполнять функции и хладоносителя.

Современная техника позволяет получать любые низкие температуры. Вся область низких температур условно делится на три диапазона: умеренно низкие (273...120 K), криогенные (120...0,5 K) и сверхнизкие (0,5 → 0 K). Чем ниже температура, тем больше затраты энергии и материалов для получения холода, тем выше стоимость 1 Вт холодопроизводительности (см. рис. 8.16).

Выбор средств и способов искусственного охлаждения осуществляется с учетом требующейся холодопроизводительности, температуры охлаждения, параметров приемника теплоты, скорости охлаждения, автономности, габаритных и массовых характеристик, энергозатрат, токсичности, отсутствия вибраций и целого ряда других возможных специальных требований. Так, не следует использовать охлаждающие среды или установки с температурами существенно более низкими, чем необходимые по техническим (технологическим) условиям. Например, воду охлаждать или замораживать жидким азотом нецелесообразно.

Однако при замораживании биологических материалов и продуктов питания важную роль играет темп охлаждения, зависящий от температуры и скорости охлаждающей среды. В результате обеспечиваются те или иные качественные характеристики охлаждаемых сред.

При сравнении и выборе средств и способов охлаждения критериями (целевыми функциями) могут быть: стоимость или качественные характеристики охлаждаемых тел и самих процессов охлаждения, а также другие параметры.

## Методы понижения температуры. Одноразовое и непрерывное охлаждение

Известны различные методы понижения температуры, которыми пользовались в разное время на протяжении более чем 150-летней истории развития техники низких температур. Каждый метод основывается на определенном физическом процессе, при котором в адиабатных условиях температура понижается, а в изотермных поглощается теплота. Таких процессов немного, но для каждой области техники низких температур характерны определенные процессы получения холода (табл. 8.1).

*Таблица 8.1*

| Название и сущность процесса или физического эффекта | Область применения в интервале температур, К | | | Характеристика процесса |
|---|---|---|---|---|
| | 300 – 120 | 120 – 0,5 | 0,5 – 0 | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Дросселирование газов, паров и жидкостей – адиабатное расширение в условиях стационарного течения без совершения внешней работы и приращения скорости | Широкая | Широкая | Не применяется | Процесс характеризуется условием сохранения энтальпии ($h$ = const); реализуется при помощи дроссельных вентилей, капилляров, дюз; не является в цикле холодопроизводящим; температура может понижаться или повышаться в зависимости от значений параметров состояния |
| Детандирование – адиабатное расширение газов, паров и жидкостей с совершением внешней работы (процесс в идеальных условиях является квазиравновесным) | В специальных установках | » | » | Идеальный процесс характеризуется условием $s$ = const; является в цикле холодопроизводящим; температура всегда понижается; реализуется при помощи объемных детандеров и турбодетандеров |
| Адиабатное расширение газа с совершением внешней работы, осуществляемое в неравновесных условиях. Процесс выхлопа (свободного выпуска газа из сосуда) | То же | Широкая в микрокриогенных системах. Один из рабочих процессов детандеров объемного типа | » | Процесс характеризуется условием $\alpha_{SH}$ = const; является холодопроизводящим; температура всегда понижается; реализуется быстрым выпуском газа из сосуда |
| Адиабатное расширение газа из объема в объем без совершения внешней работы | Практически не применяется | | » | Процесс характеризуется условием $u$ = const; температура всегда понижается |
| Волновое расширение газа – расширение в условиях установившегося течения с генерацией волновой (акустической) энергии и отводом ее части в окружающую среду в преобразованном виде (например, в форме теплоты, электроэнергии и др.) | Вероятно применение вместо дросселирования. Существуют коммерческие установки | | Не применяется | Холодопроизводящий процесс в цикле; реализуется в волновых криогенераторах (ВКГ), не имеющих, как и дроссели, движущихся деталей. Разработан в МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1980 – 1987 гг. |

*Продолжение табл. 8.1*

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|
| Вихревое энергетическое разделение – возникновение температурного расслоения (стратификации) при расширении газа в условиях стационарного вихревого течения в результате энергетического взаимодействия частиц в вязком завихренном потоке | Узкая. Существуют коммерческие установки малой мощности | | Не применяется | Реализуется в вихревых трубах, поток разделяется на горячий (периферийный) и холодный (центральный); для охлажденной части потока процесс является холодопроизводящим |
| Энергетическое разделение (температурное расслоение) при расширении газа в устройствах с пульсирующим давлением при впуске и выпуске | В установках малой мощности | В микрокриогенных системах (пульсационные трубы) | То же | Реализуется в различных пульсационных трубах и устройствах, в одной части которых газ охлаждается, в другой – нагревается |
| Адиабатная откачка паров кипящей жидкости; испарение уменьшает энергию остающейся жидкости, которая при этом охлаждается | В отдельных установках, например, для охлаждения молока | Широкая, для получения недогретых криогенных жидкостей | Применяется ограниченно | Реализуется с помощью вакуумных насосов различных типов; для остающейся части жидкости является холодопроизводящим процессом в цикле; практически достигаются температуры: $T_{N_2} \approx 64$ К; $T_{O_2} \approx 54$ К; $T_{H_2} \approx 13{,}9$ К; $T^4{}_{He} \approx 0{,}5$ К; $T^3{}_{He} \approx 0{,}2$ К |
| Адиабатное испарение жидкости при барботировании газа, ненасыщенного парами этой жидкости | Узкая | В отдельных установках | Не применяется | Реализуется в системах азотоводяного охлаждения ВРУ; применяется для охлаждения криогенных жидкостей |
| Адиабатная откачка паров твердой фазы (кристаллов); откачиваемые молекулы уменьшают энергию твердой фазы, и ее температура снижается | Не применяется | В отдельных установках | Практически не применяется | Для остающейся части твердой фазы является холодопроизводящим процессом. Практически могут быть достигнуты температуры: $T_{H_2O} \approx 150...120$ К; $T_{N_2} \approx 35$ К; $T_{O_2} \approx 40$ К; $T_{H_2} \approx 0{,}2$ К |
| Адиабатная десорбция – откачка с поверхности адсорбента молекул адсорбата, которые, покидая поверхность, уменьшают энергию остающихся молекул адсорбента | В отдельных установках | | Не применяется | Метод одноразового охлаждения. Этим методом в 1932 г. Ф.Симон ожижил гелий. Процесс является холодопроизводящим |

*Продолжение табл. 8.1*

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|
| Тепловой эффект дегидрирования гидридов интерметаллических соединений (ИМС) | В опытных установках | Пока не применяется (возможны установки до 70 К) | Не применяется | Значение теплового эффекта для различных ИМС колеблется от 160 до 1250 Дж/г |
| Адиабатное сжатие смеси твердого и жидкого $^3$He при $T$<0,32 К (эффект Померанчука); при этом жидкость переходит в твердую фазу и температура снижается | Не применяется | | В опытных установках | Метод одноразового охлаждения; отличается большой удельной холодопроизводительностью; позволяет достичь температуры ~ 0,001 К |
| Адиабатное смешение или растворение веществ в жидком, твердом или газообразном состоянии, сопровождающееся отрицательным тепловым эффектом растворения (температура снижается, так как теплоемкость смеси больше суммы парциальных теплоемкостей компонентов) | Узкая | Не применяется | В серийно выпускаемых рефрижераторах растворения | Методом растворения жидкого $^3$He в $^4$HeII достигнуты температуры ~ 0,001 К в стационарном режиме; процесс не является холодопроизводящим для цикла |
| Адиабатное размагничивание парамагнетиков, тяжелых редкоземельных металлов и их сплавов, кристаллов, обладающих магнитной анизотропией, и др. | Не применяется | В опытных установках при $T \approx 1{,}8$ К | В лабораторных установках | Процесс холодопроизводящий; широко использовался для получения сверхнизких температур до создания рефрижераторов растворения |
| Адиабатное размагничивание ядер, обладающих ядерным магнитным моментом | Не применяется | | В отдельных уникальных установках | Этим методом при размагничивании ядра меди достигнуты температуры ниже $2 \cdot 10^{-5}$ К в импульсном режиме (до $10^{-8}$) |
| Прохождение тока через спаи разнородных полупроводников дырчатого и электронного типов (эффект Пельтье) | В серийно выпускаемых приборах и холодильниках малой мощности | Редко | Не применяется | Охлаждающие устройства называют термоэлектрическими. В многоступенчатых (семикаскадных) системах достигнуты температуры ~ 150...120 К. Процесс холодопроизводящий |

*Окончание табл. 8.1*

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|
| Возникновение температурного градиента в проводнике при прохождении через него тока в магнитном поле; градиент возникает в направлении, перпендикулярном току и полю (эффект Эттинсгаузена – Нернста) | В опытных устройствах | | Не применяется | Охлаждающие устройства называются гальваномагнитными. В сочетании с каскадными термоэлектрическими холодильниками могут обеспечить температуру 70…100 К |
| Продавливание сверхтекучего HeII через капилляр (механотермический эффект) | Не применяется | | Редко | Достигнута минимальная температура ~ 0,7 К |
| Переход сверхпроводников в нормальное состояние<br>Механическое растяжение<br>Разрядка электрических аккумуляторов<br>Разрядка электрических конденсаторов | На практике пока не применяется | | | |

Нуль термодинамической температуры достижим только асимптотически. Достигнутый уровень температур охлаждения в стационарных режимах составляет ~ $10^{-3}$ К, в импульсных (кратковременных) ~ $10^{-6}...10^{-8}$ К.

Следует различать два типа практических задач охлаждения: одноразовое (кратковременное) охлаждение и непрерывное (длительное).

Одноразовое охлаждение может быть реализовано более простыми средствами, чем непрерывное, например, с помощью определенного количества запасов хладагентов или хладоносителей и сравнительно несложной аппаратуры.

Для непрерывного и весьма длительного охлаждения необходима организация низкотемпературных циклов и использование циклически работающих устройств. Приведенные в табл. 8.1 процессы с соответствующими рабочими телами (хладагентами) могут быть применены как для одноразового охлаждения, так и непрерывного. При организации циклов низкотемпературных установок необходимо учитывать их принципиальные особенности, обусловленные тем, что теплоту, передаваемую от охлаждаемого тела рабочему телу цикла, необходимо вывести в окружающую среду. Поэтому в низкотемпературных циклах важную роль играют не только процессы, сопровождающиеся понижением температуры в адиабатных условиях или поглощением теплоты в изотермных условиях, но и процессы внешнего взаимодействия с уменьшением энтальпии, благодаря которым непрерывно генерируется холодопроизводительность в цикле.

## Процессы для получения холода в циклах

Для непрерывного искусственного охлаждения в низкотемпературных установках реализуются различные циклы с разными рабочими телами – хладагентами (обозначение – *R*). Существует очень большое число хладагентов, различающихся своими характерными свойствами (например, фреоны – *R*22, *R*134 А и другие, аммиак – *R*717, диметиловый эфир, вода – *R*718, гелий, азот и т. п.). Выбор хладагента осуществляется в зависимости от необходимой температуры охлаждения, специфических технических и экологических требований и во многом определяет эксплуатационные и конструктивные показатели низкотемпературных установок. Известные хлор-, фторсодержащие фреоны были объявлены озоноопасными. По этой причине один из самых распространенных – фреон *R*12 был запрещен к применению с 1995 г.

Любой цикл включает в себя несколько процессов, и, по крайней мере, один из них должен сопровождаться эффектом понижения температуры в адиабатных условиях или поглощением теплоты в изотермных (см. табл. 8.1). Если подобный процесс в цикле протекает при изотермных условиях, то именно в этом процессе теплота от охлаждаемого тела передается в цикл. Если процесс протекает в адиабатных условиях, то теплота вводится в цикл к рабочему телу, охлажденному после этого процесса. Из числа других процессов, которые используются в циклах, наиболее распространенными являются сжатие газов и паров, охлаждение или конденсация сжатого рабочего тела и передача теплоты сжатия в окружающую среду или какому-либо приемнику теплоты, процессы регенеративного теплообмена. На основе любого метода получения низких температур может быть осуществлено большое количество однородных циклов.

Любой цикл холодильной или криогенной установки содержит холодопроизводящий процесс (или совокупность процессов), обеспечивающий непрерывное получение холода. В низкотемпературных циклах с потоком рабочего тела холодопроизводящими процессами являются процессы внешнего взаимодействия (или энергетического разделения), в результате которых энтальпия (а в квазиизотермических процессах свободная энтальпия) потока рабочего тела (или его части) уменьшается. Без холодопроизводящих процессов осуществить непрерывное охлаждение невозможно. Однако следует отметить, что процессы, сопровождающиеся понижением температуры, могут не быть холодопроизводящими в циклах. Например, при дросселировании энтальпия не меняется, и процесс дросселирования, хотя он и может сопровождаться понижением температуры, не является холодопроизводящим в циклах с дросселированием. При кипении хладагента в испарителе его энтальпия увеличивается за счет подвода теплоты от охлаждаемого тела. Процесс в испарителе также не является холодопроизводящим, хотя непосредственно в этом процессе осуществляется передача теплоты от охлаждаемого тела в цикл.

Уменьшение энтальпии (а также свободной энтальпии) потока рабочего тела в цикле можно обеспечить путем создания условий для совершения потоком работы и передачи ее во внешнюю среду или условий для передачи теплоты от потока или его части внешним телам. В обоих случаях часть энергии рабочего тела будет передана во внешнюю среду и его энтальпия уменьшится. Поэтому как для теории низкотемпературных циклов, так и для практики важное значение имеют рабочие процессы холодильных и криогенных машин, обеспечивающие уменьшение энтальпии рабочего тела при внешних взаимодействиях. К их числу отно-

сятся процессы сжатия и охлаждения сжатого в компрессоре рабочего тела, процессы в конденсаторах, процессы детандирования, охлаждения дополнительными внешними источниками холода и динамические процессы температурного расслоения, при которых происходит энергетическое разделение потока. Свободная энтальпия уменьшается в процессах квазиизотермического расширения с совершением внешней работы. Именно эти процессы являются холодопроизводящими и обеспечивают непрерывную генерацию холода в циклах.

Важное значение для низкотемпературных машин и установок имеют и другие процессы, и, в первую очередь, сопровождающиеся в адиабатных условиях эффектом понижения температуры. Некоторые из них являются одновременно и холодопроизводящими процессами, например, адиабатное расширение газов, паров и жидкостей с совершением внешней работы – детандирование. Процесс дросселирования хотя и не является холодопроизводящим в циклах, но обеспечивает необходимое изменение температуры рабочего тела. Процессы испарения (плавления, сублимации), адсорбции, растворения обеспечивают возможность передачи теплоты в цикл от охлаждаемого тела при определенной его температуре. В низкотемпературных установках широко используются также процессы рекуперации холода (теплоты) в рекуперативных и регенеративных теплообменных аппаратах, где происходит теплообмен между потоками рабочего тела и таким образом обеспечивается достижение заданной низкой температуры. Важное значение эффективность процессов рекуперации холода имеет для криогенных циклов и установок, работающих на уровне температур ниже 40 К и особенно ниже 5 К.

***Теорема о холодопроизводительности цикла. Потери холодопроизводительности.***

При определении полной холодопроизводительности какого-либо конкретного действительного цикла необходимо вычислить суммарное изменение энтальпий рабочего тела в холодопроизводящих процессах, приведенное к одному килограмму сжимаемого хладагента. Для наиболее часто используемых холодопроизводящих процессов изменение энтальпии находится следующим образом.

***Процессы сжатия и охлаждения сжатого газа.*** Общее изменение энтальпии без учета утечек в этих процессах (рис. 8.17)

$$-(\Delta h)_{\text{сж.охл}} = h_{1'} - h_1.$$

Компрессор может быть охлаждаемым и неохлаждаемым. Уменьшение энтальпии в процессах сжатия и охлаждения принципиально не всегда возможно. Это зависит от свойств хладагента. Если $h_1 < h_{1'}(\Delta h < 0)$, то в результате совокупности этих процессов в цикле может быть получена холодопроизводительность, например, на единицу массы (или объема) сжатого и охлажденного рабочего тела:

$$q_i = -(\Delta h)_{\text{сж.охл}}. \qquad (8.24)$$

После охлаждения в холодильнике X или конденсаторе (процесс 2–1) температура $T_0$ рабочего тела еще не понижена до необходимой величины (рис. 8.17, *а*). Холодопроизводительность принципиально может быть реализована, и холод может быть получен на различных температурных уровнях, например при понижении давления в дросселе. Минимально возможная температура после дросселя определяется температурой насыщения при давлении после дросселирования. В зави-

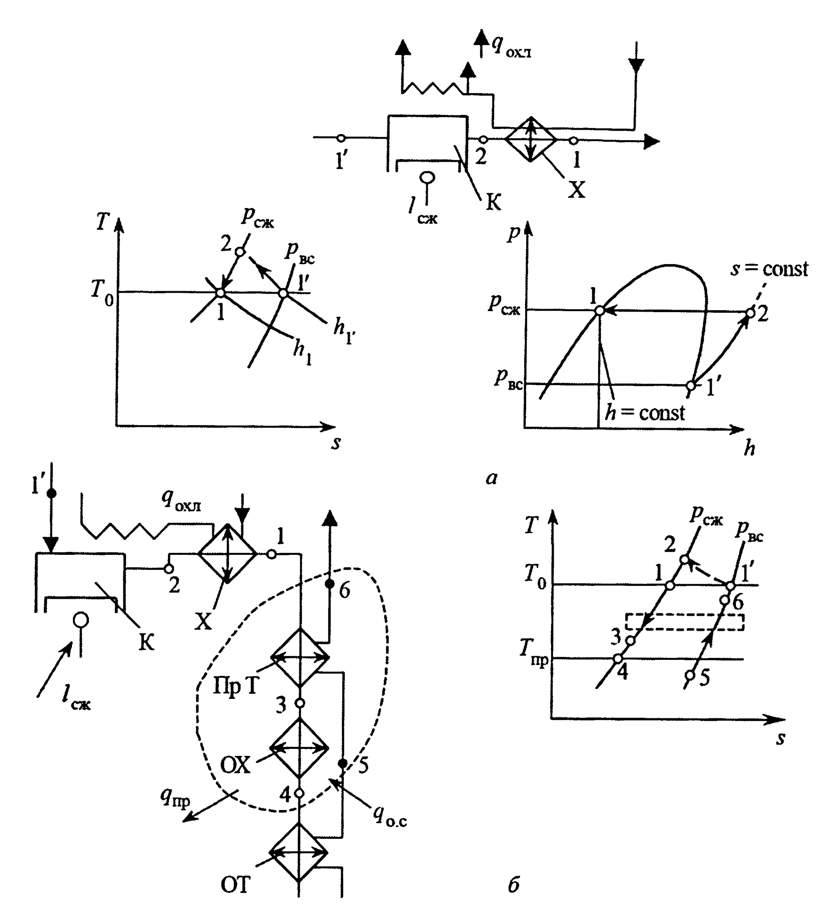



**Рис. 8.17.** Схемы и диаграммы процессов сжатия и охлаждения сжатого газа:
К – компрессор; Х – холодильник или конденсатор; ОХ – охладитель; ОТ – основной теплообменник; ПрТ – предварительный теплообменник

симости от свойств конкретного рабочего тела цикла для достижения минимальной температуры может потребоваться рекуперативный теплообменник для понижения температуры перед дросселем, применение которого характерно для криогенных установок. В холодильных установках без рекуператоров минимальная возможная температура достигается непосредственно сразу после дросселирования в испаритель сконденсированного в конденсаторе рабочего тела.

Чтобы увеличить изменение энтальпии сжатого газа, т. е. холодопроизводительность цикла, можно воспользоваться дополнительно более холодными внешними источниками охлаждения (рис. 8.17, *б*). Такое охлаждение называется обычно предварительным.

***Процесс предварительного охлаждения.*** В этом процессе изменение энтальпии рабочего тела равно количеству теплоты, отведенному в охладителе на температурном уровне предварительного охлаждения,

$$q_{пр} = -(\Delta h)_{3\text{–}4} = h_3 - h_4.$$

Следует обратить внимание на то, что при заданной или выбранной температуре предварительного охлаждения $T_{пр}$ значение $T_4$, а следовательно, $h_4$ определено только условиями полноты теплообмена в охладителе ОХ. В то же время значения $T_3$ и $h_3$ должны быть найдены из уравнения баланса энергий для подсистемы, ограниченной на схеме рис. 8.17, *б* штриховой линией, включающей предварительный теплообменник ПрТ. Таким образом, величина $q_{пр}$ зависит от свойств рабочего тела, давления сжатия и расширения, температуры $T_{пр}$, притока теплоты $q_{о.с}$ из окружающей среды и условий теплообмена (недорекуперации) в теплообменниках установки.

***Процесс детандирования.*** Изменение энтальпии при детандировании (рис. 8.18, *а*)

$$-\Delta h_д = h_1 - h_2 = (h_1 - h_{2s})\,\eta_s,$$

где $\eta_s$ – адиабатный КПД детандера, для поршневых детандеров обычно $\eta_s = 0{,}7...0{,}9$; для турбодетандеров $\eta_s = 0{,}65...0{,}95$.

Если количество расширяющегося в детандере газа составляет часть $D$ сжатого газа в компрессоре, то количество генерированного холода на единицу массы (или объема) сжимаемого газа

$$q_д = D\,(-\Delta h_д) = D\,(h_1 - h_{2s})\,\eta_s.$$

В процессах детандирования понижение энтальпии (получение холода) и понижение температуры происходит одновременно. Наиболее низкая достигаемая температура равна температуре насыщения рабочего тела при давлении после расширения. Процессы детандирования очень широко применяются в криогенной технике и меньше в холодильной.

***Процесс выхлопа.*** В этом процессе единица массы расширяющегося газа совершает работу против сил противодавления $p_к$ (рис. 8.18, *б*):

$$l_г = p_к\,(v_к - v_н).$$

Индексы «к» и «н» – конечное и начальное состояния.

Если этот процесс включен в цикл с потоком рабочего тела (условия открытой системы), то удельная холодопроизводительность процесса определяется изменением энтальпии

$$-\Delta h_в = h_н - h_к = v_н\,(p_н - p_к).$$

В тех случаях, когда процесс выхлопа реализуется в условиях закрытой системы (одноразовый выпуск газа из сосуда), холодопроизводительность определяется величиной изменения внутренней энергии

$$-\Delta u_в = u_н - u_к = p_к\,(v_к - v_н).$$

Если в процессе выхлопа расширяется только часть $B$ от сжимаемого газа, то удельная холодопроизводительность процесса в цикле (на единицу массы сжимаемого газа)

$$q_в = B\,(-\Delta h_в) = B v_н\,(p_н - p_к).$$

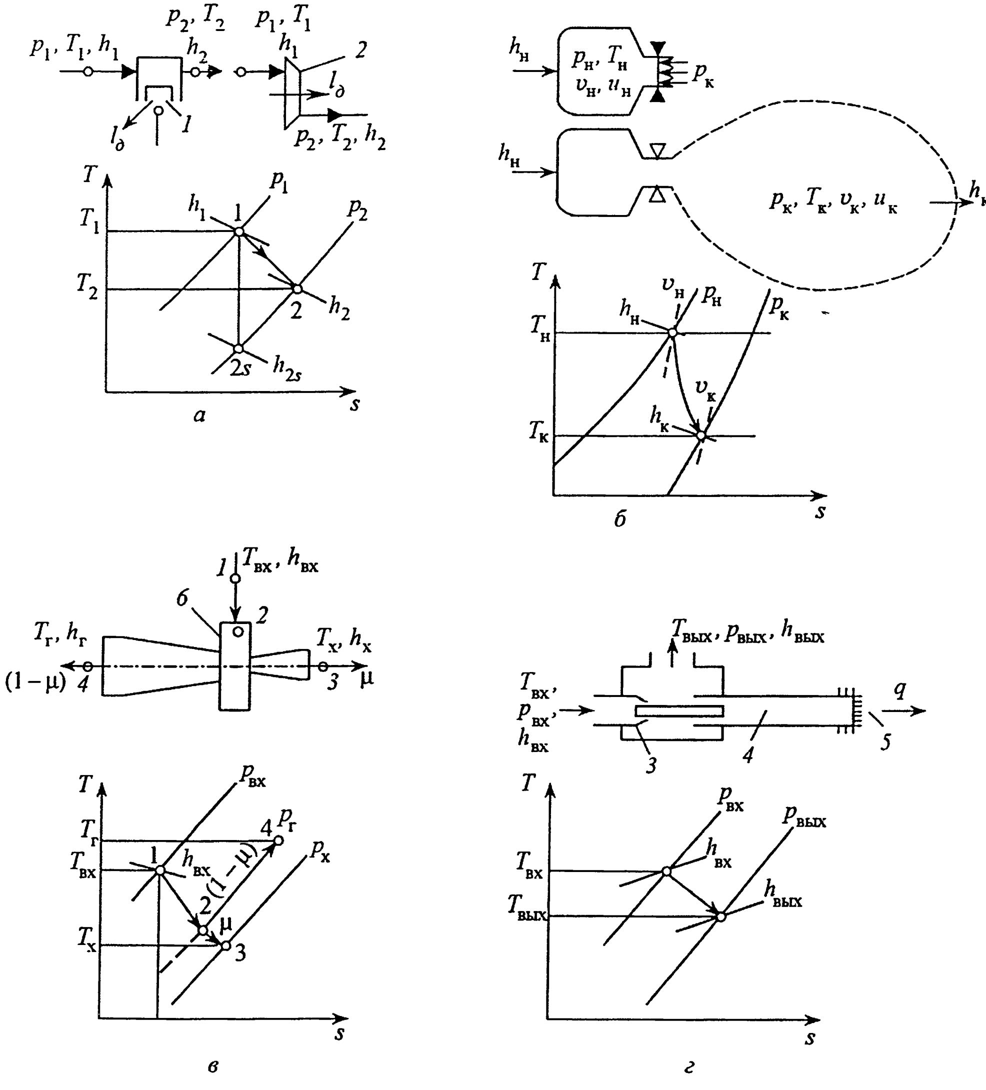



**Рис. 8.18.** Схемы и *sT*-диаграммы различных процессов, происходящих с понижением энтальпии:

*а* – детандирования в поршневом детандере и турбодетандере; *б* – выхлопа; *в* – энергетического разделения газового потока в вихревой трубе; *г* – волнового расширения; *1* – поршневой детандер; *2* – турбодетандер; *3* – сопло; *4* – резонатор; *5* – теплообменник; *6* – вихревая труба

***Процесс вихревого температурного (энергетического) разделения потока.*** Газ в этом процессе разделяется на две части: холодную и теплую (рис. 8.18, *в*). Механизм вихревого течения вязкого газа в энергетическом разделителе обеспечивает передачу энергии от одной части потока другой, в результате чего температура одной части уменьшается, а другой увеличивается. Холодная часть μ может быть использована для охлаждения. Удельная холодопроизводительность на единицу массы расширяющегося газа

$$q_{э.р} = \mu\,(-\Delta h_{х}) = \mu\,(h_{вх} - h_{х}) = -\Delta h_{э.р}.$$

Эта величина тождественно равна парциальному изменению энтальпии горячего потока $(1 - \mu)(h_г - h_{вх})$.

***Процесс волнового расширения газа.*** Схема волнового процесса показана на рис. 8.18, *г*. В резонаторе *4* генерируется интенсивный колебательный процесс, в результате которого появляется возможность передать часть энергии газа в виде теплоты $q$ внешнему приемнику с более высокой температурой, чем температура газа на входе в резонатор. Удельная холодопроизводительность

$$q_{в.р} = -\Delta h_{в.р} = h_{вх} - h_{вых} = q.$$

***Процесс квазиизотермического расширения с совершением внешней работы.*** В этом процессе происходит уменьшение свободной энтальпии потока рабочего тела на величину совершенной им работы. Удельная холодопроизводительность

$$q_{из} = l_{из}.$$

В реальных условиях удельная холодопроизводительность меньше изотермической, а ее значение определяется в первом приближении умножением $q_{из}$ на условный КПД $\eta_{из}$: $q \approx q_{из}\eta_{из} = -\Delta h_{из}$. КПД будет иметь наибольшие значения для оптимизированной конструкции машины при расширении в парожидкостной области состояний и передаче теплоты в цикл от жидкой или конденсирующейся среды.

В принципе такой процесс может быть включен в циклы с потоком рабочего тела. Однако на практике он реализуется только в поршневых газовых холодильных машинах, работающих по циклу Стирлинга, который организуется в замкнутом рабочем объеме при гармоническом движении поршней, что обусловило специфичность методов расчета таких машин.

***Теорема:*** *суммарное действительное уменьшение энтальпий потоков рабочего тела во всех холодопроизводящих процессах цикла, приведенное к одному килограмму (или м$^3$ при нормальных условиях) сжимаемого рабочего тела, дает удельную холодопроизводительность цикла (в Дж/кг)*

$$q_ц = \Sigma\Delta h_х.$$

Полная холодопроизводительность (холодильная мощность) в ваттах определяется произведением

$$Q_ц = m\, q_ц,$$

где $m$ – масса циркулирующего в цикле рабочего тела, кг/с.

Полезная удельная холодопроизводительность

$$q = q_ц - \Sigma\, q_п = \Sigma\, \Delta h_х - \Sigma\, q_п,$$

где $\Sigma\, q_п$ – сумма удельных потерь реально генерированного холода, приведенная к 1 кг (или 1 м$^3$ при нормальных условиях) сжимаемого рабочего тела.

Полная полезная холодопроизводительность (холодильная мощность)

$$Q = mq.$$

Методологически следует различать потери потенциальной и реально выработанной холодопроизводительности. Обычно потери потенциальной холодопроизводительности учитывают с помощью различных КПД аппаратов и машин, реализующих холодопроизводящие процессы. Например, $\eta_s$ – определяет потери

потенциальной холодопроизводительности при расширении газа в детандерах. Потери реально выработанного холода в конечном итоге увеличивают энтальпию рабочего тела в циклах за счет как внешних энерговоздействий, так и внутренних энерговыделений.

Сумма потерь холода $\Sigma\, q_{п}$ обусловлена обычно следующими факторами: притоком теплоты $q_{о.с}$ из окружающей среды; утечками рабочего тела или натечками $q_{ут}$; получением недогретых продукционных или технологических потоков (потери от недорекуперации $q_{нр}$); работой электропривода низкотемпературных агрегатов $q_N$; внутренними тепловыделениями $q_{вн}$, например при адсорбции, при окислении, при конверсии. Следовательно,

$$\Sigma\, q_{п} = q_{о.с} + q_{ут} + q_{нр} + q_N + q_{вн} + \ldots$$

Потери холода могут возникать также в тех случаях, когда компоненты входящих и выходящих из низкотемпературных установок потоков находятся в различных агрегатных состояниях (потери с теплотой фазового перехода) или когда давления продукционных потоков существенно повышены (потери с дроссель-эффектом).

При расчете холодильных и криогенных установок потери холода вычисляют или принимают по опытным данным. Для установок с существенно различающимися рабочими температурами значения потерь холода одного и того же вида различны.

Существуют низкотемпературные установки, которые не имеют полезной холодопроизводительности и не производят холодных продуктов. Холод в них необходим только для организации какого-либо низкотемпературного технологического процесса. Например, такими установками являются системы очистки воздуха от радиоактивных изотопов, а также некоторые типы воздухоразделительных установок, технологический процесс в которых (адсорбция, ректификация) осуществляется при низких температурах. В установках такого рода вся выработанная холодопроизводительность тратится на компенсацию потерь холода.

При расчете и анализе низкотемпературных установок обязательно контролируются энергетические балансы как установки в целом, так и отдельных ее элементов: теплообменников, компрессоров, детандеров и др.

На рис. 8.19 показано изменение энтальпии рабочего тела в циклах с дросселем и детандером. Из энергетического баланса действительной ступени охлаждения с дросселем (рис. 8.19, *а*) при отсутствии утечек

$$q = h_{вх} - h_{вых} - q_{о.с}.$$

Потери $q_{рек}$ от недорекуперации учтены значением $h_{вых}$. Очевидно, что в данном случае холод может быть произведен только при $h_{вх} < h_{вых}$, т. е. если теплота $q_{охл}$, отведенная от сжатого рабочего тела в холодильнике *2*, больше затраченной на сжатие работы $l_{сж}$,

$$q_{ц} = (q_{охл} - l_{сж}) > 0. \tag{8.25}$$

Чем больше эта разность – тем больше холодопроизводительность. Однако не любое рабочее тело и не при любых параметрах отвечает этому условию. Поэтому

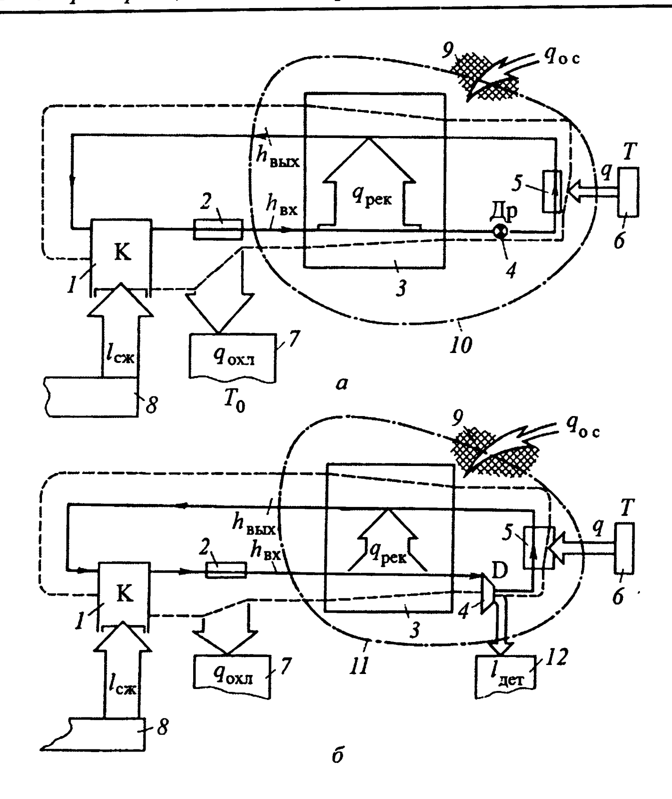



**Рис. 8.19.** Изменение энтальпии реального рабочего тела в регенеративном рефрижераторном цикле:

*а* – с дросселированием; *б* – с детандированием; *1* – компрессор; *2* – холодильник или конденсатор; *3* – рекуперативный теплообменник; *4* – дроссель; *5* – теплообменник нагрузки или испаритель; *6* – охлаждаемое тело; *7* – приемник теплоты; *8* – источник энергии; *9* – изоляция; *10* – ступень охлаждения с дросселем; *11* – ступень охлаждения с детандером; *12* – потребитель мощности детандера (например, тормоз); $l_{сж}$ – работа сжатия; $q_{охл}$ – теплота, отводимая в холодильнике; $q_{рек}$ – теплота, передаваемая в рекуператоре; $q$ – теплота, отводимая от охлаждаемого тела; $q_{о.с}$ – приток теплоты через изоляцию из окружающей среды; $h_{вх}$ и $h_{вых}$ – энтальпия потока рабочего тела соответственно на входе и выходе из ступени охлаждения; $l_{дет}$ – работа детандера

выбор рабочего тела при создании низкотемпературных циклов с дросселированием играет большую роль. Следует отметить возможность использования в качестве рабочих тел холодильных и криогенных установок специальных смесей, обладающих выгодными для целей производства холода термодинамическими свойствами.

Из энергетического баланса действительной ступени охлаждения с детандером без учета утечек (рис. 8.19, *б*)

$$q = (h_{вых} - h_{вх}) + l_{дет} - q_{о\,с}.$$

В этом цикле эффективным холодопроизводящим процессом является детандирование. Если при этом одновременно выполняется неравенство (8.25), то холод вырабатывается в цикле не только при детандировании, но и при сжатии и охлаж-

дении, как в цикле с дросселем. Однако разность энтальпий $h_{вых} - h_{вх}$ может быть и отрицательной. В этом случае появляется дополнительная потеря холодопроизводительности, которую приходится компенсировать холодом, вырабатываемым детандером.

Сложные циклы холодильных и криогенных установок могут включать несколько ступеней охлаждения с детандерами, дроссельными устройствами различных типов и предварительным охлаждением, в том числе на разных температурных уровнях. Методы определения их холодопроизводительности подобны приведенным ранее.

Иногда применяются низкотемпературные устройства одноразового действия, в которых эффект охлаждения достигается при одноразовом осуществлении процессов, сопровождающихся понижением температуры. Обычно полное количество холода в этих случаях можно определить как произведение запаса массы рабочего тела на среднюю удельную величину теплового эффекта процесса: $Q_х = mq$. Следует иметь в виду, что тепловые эффекты процессов в закрытых и открытых системах различны: в открытой системе тепловой эффект определяется обычно разностью энтальпий рабочего тела, а в закрытой – разностью внутренних энергий.

Изложенное дает основание ввести общую простую термодинамическую классификацию циклов холодильных и криогенных установок для непрерывного производства холода и разделить их на циклы с отводом энергии из цикла: в форме работы, в форме теплоты, а также в форме работы и теплоты. Существует классификация циклов по назначению, согласно которой различают рефрижераторные циклы, ожижительные и циклы технологических установок. Кроме того, в названии циклов и установок часто указывается род рабочего тела (фреоновые, аммиачные, гелиевые, водородные установки и циклы), уровень давления сжатия и получаемого холода (циклы высокого, среднего и низкого давления, циклы холодильных установок, криогенных установок и т. п.), а также тип расширительного устройства или предварительного охлаждения (циклы с детандерами, дросселем, аммиачным или азотным охлаждением и т. п.) и даже способ организации цикла (циклы с каскадным расширением газа в детандерах, с детандером на обратном потоке и т. п.).

## Термодинамическое совершенство реальных холодильных и криогенных установок. Основные задачи техники низких температур

Для работающих низкотемпературных рефрижераторных установок обычно известными являются полезная холодопроизводительность $Q$ на уровне температуры $T$ и потребляемая мощность $N_д$; для низкотемпературных технологических установок – производительность по продукту и потребляемая мощность. Эффективность низкотемпературных технологических установок, например установок для разделения воздуха, получения газообразных или жидких продуктов разделения, на практике часто оценивается удельным расходом энергии $E_д$ (кВт · ч/кг или кВт · ч/Нм$^3$). Сравнительная (относительная) оценка удельной холодопроизводи-

тельности ожижительных установок осуществляется также по коэффициенту ожижения (отношение доли сжиженного газа к 1 кг сжимаемого газа).

Эффективность установок, вырабатывающих холод при одинаковой температуре, оценивается либо холодильным коэффициентом $\varepsilon_х = Q / N_д = q / \overline{\mathbf{N}}_д$ (отношение 1 Вт холодопроизводительности к 1 Вт мощности), либо удельным расходом энергии $\varphi = N_д / Q = \overline{\mathbf{N}}_д / q$ (отношение 1 Вт мощности к 1 Вт холодопроизводительности). Среднестатистический диапазон реальных значений $\varphi$ при производстве холода на разных температурных уровнях можно оценить по кривой *2* (см. рис. 8.16).

Термодинамически корректное сравнение установок, вырабатывающих холод на разных температурных уровнях (а также технологических низкотемпературных установок), осуществляется по степени их термодинамического совершенства:

$$\eta_т = \varepsilon_х / \varepsilon_{х\,max} = \varphi_{min} / \varphi = N_{min} / N_д,$$

где $\varepsilon_{х\,max}$, $\varphi_{min}$ и $N_{min}$ определены для термодинамически абсолютно совершенной установки, в которой тот же эффект достигается с минимальными затратами энергии. Здесь

$$\varphi_{min} = N_{min} / Q = \overline{\mathbf{N}}_{min} / q; \qquad \varepsilon_{х\,max} = Q / N_{min} = q / \overline{\mathbf{N}}_{min}.$$

Значением $\eta_т$ учитывается производство энтропии (энергетические потери) от всех источников необратимости как внутренних, присущих внутренним рабочим процессам, так и внешних, обусловленных конкретными условиями использования вырабатываемого холода, т. е. условиями сопряжения установки с охлаждаемым или термостатируемым телом, а также с окружающей средой.

Для конкретных практических задач техники низких температур величины $\varphi_{min}$ и $N_{min}$ (или $E_{min}$) вычисляются следующим образом.

***Криостатирование*** (поддержание охлажденных тел при заданной низкой температуре) обеспечивается передачей теплоты $q$, выделяющейся внутри или притекающей снаружи из-за несовершенства изоляции, в окружающую среду (рис. 8.20, *а*). Задачи конденсации вещества в жидкое или твердое состояние термодинамически близки к задаче криостатирования. В процессах фазового перехода первого рода чистых веществ теплота фазового перехода ($\lambda = q$) отводится (или сообщается) также при $T = \text{const}$, если давление постоянное. Для этих задач

$$\varphi_{min} = E_{min} / q = (T_0 - T) / T \quad \text{или} \quad E_{min} = q(T_0 - T) / T,$$

где $E_{min}$ – минимально необходимые затраты энергии для осуществления процесса; $T_0$ – температура приемника теплоты (часто это средняя температура окружающей среды).

Реальные среднестатистические значения степени термодинамического совершенства существующих установок можно оценить по кривой *3* (см. рис. 8.16).

***Охлаждение*** – непрерывное понижение температуры тел от $T_1$ до $T_2$ при постоянном давлении или объеме. Весьма часто необходимо охлаждение от $T_1 = T_0$ (рис. 8.20, *б*). Если отводимая теплота передается от тела в окружающую среду обратимым путем, то

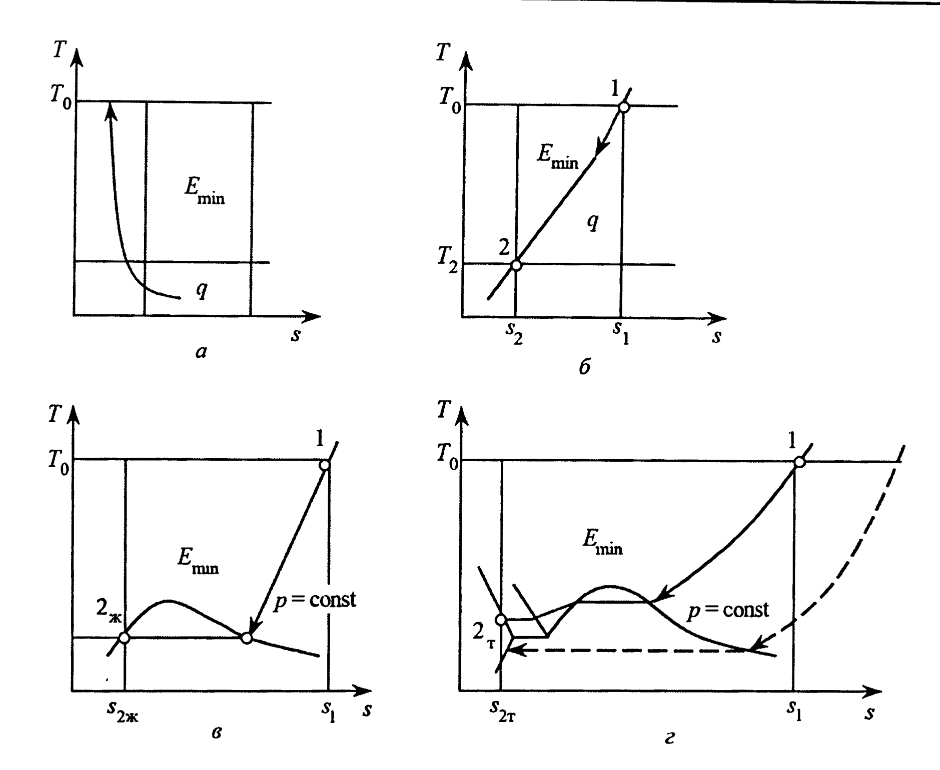



**Рис. 8.20.** Представление в $sT$-координатах минимальной энергии $E_{min}$, необходимой для осуществления различных процессов:
*а* – термостатирования и конденсации; *б* – охлаждения; *в* – ожижения; *г* – отвердевания и вымораживания

$$(E_{min})_{p=\text{const}} = T_0(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2);$$

$$(E_{min})_{v=\text{const}} = T_0(s_1 - s_2) - (u_1 - u_2).$$

В эти формулы входят параметры охлаждаемого тела. Минимальные значения коэффициентов удельных затрат мощности для охлаждения при $v$ = const или $p$ = const определяются соотношением для цикла Лоренца:

$$\varphi_{min} = \frac{E_{min}}{q} = \frac{T_0}{T_0 - T_2} \ln \frac{T_0}{T_2} - 1.$$

Полезно отметить, что при одинаковых $q$ и равных температурах $T_2$ и криостатирования $T$ удельные минимальные затраты мощности для процессов криостатирования существенно больше. Например, при криостатировании для $T$ = 100 K они приблизительно в 3 раза превышают минимальные затраты энергии для охлаждения тел до этой температуры, а при $T$ = 4 K это превышение составляет 21,8 раза.

Отсюда понятно, что в связи с этим нецелесообразно использовать хладоносители с более низкой температурой, чем требуется для охлаждения, если при этом не достигаются принципиально новые качества продуктов охлаждения. Например,

охлаждение крови, костного мозга, спермы жидким азотом позволяет сохранить их генетические свойства. Большой эффект, в том числе и экономический, достигается благодаря увеличению скорости замораживания продуктов, которая реализуется при использовании более низкотемпературных хладоносителей.

***Ожижение, отвердевание, вымораживание.*** При ожижении (рис. 8.20, *в*) газ вначале охлаждается при $p$ = const (или $v$ = const) до температуры конденсации, а затем отводится теплота конденсации. Минимально необходимый удельный расход энергии в этом случае определяется разностью

$$E_{\min} = T_0\,(s_1 - s_{2ж}) - (h_1 - h_{2ж}).$$

Значения минимально необходимой и действительно затрачиваемой энергии при ожижении некоторых газов даны в табл. 8.2.

Для отвердевания и вымораживания (последний процесс протекает при давлении, меньшем давления тройной точки) минимальная необходимая удельная энергия (рис. 8.20, *г*) определяется разностью

$$(E_{\min})_{p = \text{cost}} = T_0\,(s_1 - s_{2т}) - (h_1 - h_{2т}).$$

Процесс вымораживания называется также десублимацией (см. рис. 8.20, *г*, штриховая линия).

***Разделение*** веществ (очистка) часто осуществляется с помощью низкотемпературных технологических процессов: ректификации, адсорбции, испарения, кипения и др. Между процессами разделения и очистки нет принципиальных различий. Минимально необходимая энергия разделения потока смеси при $T_0$ и $p$ = const определяется выражением

$$(E_{\min})_{\text{разд}} = T_0\,(s_{см} - \Sigma\,П_к\, s_к) - (h_{см} - \Sigma\,П_к\, h_к),$$

где $П_к$ – поток $к$-го продукта разделения в долях потока смеси ($\Sigma\,П_к = 1$); $s_к$ и $h_к$ – энтропия и энтальпия продукционных потоков; $s_{см}$ и $h_{см}$ – энтропия и энтальпия потоков смеси.

Степень термодинамического совершенства реальной установки $\eta_т$ удобно определять, сопоставляя удельные действительные затраты энергии на единицу массы или объема газообразного или жидкого продукта с минимально необходимыми (табл. 8.2). В этом случае $\eta_т = E_{\min} / E_д$ или

$$\eta_т = N_{\min} / N_д.$$

Действительно необходимая мощность $N_д$ превышает минимальную $N_{\min}$ на величину $N_п$, которая затрачивается на компенсацию необратимости реальных рабочих процессов в элементах установки, поэтому $N_д = N_{\min} + N_п$.

*Основными источниками необратимости* в реальных установках являются механическое трение и трение в газовых и жидкостных потоках, неравновесный теплообмен, неравновесное смешение, утечки и другие неравновесные взаимодействия

*Таблица 8.2*

| Газ | Удельный расход энергии при ожижении газов ($p$ = 0,1 МПа; $T_0$ = 300 К) | | | | Ориентировочные значения $\eta_т$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | минимальный, $E_{min}$ | | ориентировочный действительный, $E_д$ | | |
| | кВт · ч/л | кВт · ч/кг | кВт · ч/л | кВт · ч/кг | |
| Метан | 0,13 | 0,306 | 0,3...0,5 | 0,71...1,18 | 0,425...0,255 |
| Воздух | 0,179 | 0,205 | 0,8...1,1 | 0,92...1,15 | 0,223...0,186 |
| Азот | 0,177 | 0,219 | 0,8...1,1 | 0,99...1,36 | 0,221...0,162 |
| Кислород | 0,202 | 0,177 | – | – | – |
| | 0,267 | 0,234 | 1,1...1,4* | 0,96...1,25 | 0,242...0,190 |
| Водород | 0,235 | 3,32 | 1,5...3,0 | 22...42 | 0,30...0,23 |
| Гелий | 0,237 | 1,895 | 2,25...4,00 | 18...30 | 0,105...0,080 |

* При извлечении из воздуха с учетом энергии на разделение, которая составляет 30% энергии на ожижение.

потоков. Если установка состоит из $i$ элементов, то действительно необходимая мощность определяется суммой

$$N_д = N_{min} + m_к T_0 \Sigma \delta s_i,$$

где $m_к$ – количество рабочего тела, сжимаемого в компрессоре в единицу времени; $\Sigma \delta s_i$ – суммарное приведенное «производство» энтропии на один килограмм рабочего тела, сжимаемого в компрессоре, во всех $i$ элементах установки в результате необратимых процессов, протекающих в этих элементах, включая теплообмен с окружающей средой и охлаждаемым или термостатируемым телом.

Для какого-либо элемента установки отношение $\delta s_i / \Sigma \delta s_i = \overline{\delta s_i}$ – безразмерный коэффициент, определяющий относительный «вклад» этого элемента в общую необратимость, а отношение $m_к T_0 \overline{\delta s_i} / (N_д - N_{min}) = \overline{\delta N_i}$ – коэффициент, определяющий часть затраченной мощности на компенсацию необратимости рабочего процесса в этом элементе установки.

Величины $\overline{\delta s_i}$ и $\overline{\delta N_i}$ позволяют количественно оценить распределение затрат энергии по элементам в реальных установках.

Если холодильная или криогенная установка работает благодаря подводу теплоты от источника, температура которого выше температуры окружающей среды $T_0$, то для оценки степени термодинамического совершенства таких установок удобно использовать эксергетический анализ.

## Холодильные машины и установки

Отечественная промышленность выпускает холодильные установки в широком диапазоне температур конденсации $T_к$ и испарения $T_и$ с поршневыми, спираль-

ными, винтовыми компрессорами, а также с турбокомпрессорами холодопроизводительностью от нескольких ватт до 10 000 кВт. Наряду с компрессорными холодильными машинами выпускаются теплоиспользующие, в том числе абсорбционные бромисто-литиевые и пароводяные, эжекторные холодильные машины. Производятся холодильные установки для ожижения углекислоты и получения сухого льда, льдогенераторы, термобарокамеры, кондиционеры, тепловые насосы и другое оборудование. В нашей стране впервые были созданы оригинальные регенеративные воздушные холодильные турбомашины с вакуумным циклом В.С. Мартыновского, М.Г. Дубинского и С.К. Туманского. Сегодня разработаны воздушные холодильные системы нового поколения. Широкое применение получило использование холода на транспорте. Серийно выпускаются судовые, автомобильные, железнодорожные и другие транспортные холодильные установки. В большом количестве производятся бытовые холодильники и кондиционеры разнообразных типов.

Развитие холодильного машиностроения идет по пути создания компрессоров со встроенными электродвигателями не только для малых, но и средних, а также крупных агрегатов. Это позволяет уменьшить размеры машин, улучшить охлаждение обмоток электродвигателя, повысить их надежность и, что главное, – герметичность. Возрастающая потребность в больших количествах искусственного холода обусловливает развитие турбохолодильных машин большой мощности. Важное значение приобретают холодильные машины, работающие путем использования вторичных энергоресурсов. Тепловые насосы находят применение для отопления и кондиционирования жилых помещений. Большинство холодильных машин полностью автоматизированы с регулируемой холодопроизводительностью, чем обеспечивается сокращение затрат на обслуживание.

Эффективность работы холодильной установки и ее технические показатели в значительной степени зависят от свойств используемого в ней хладагента. Наиболее распространенными хладагентами до недавнего времени были фреон 12 (*R*12), фреон 22 (*R* 22) и аммиак (*R* 717). Кроме того, рабочими телами в холодильных машинах служат вода (*R* 718) в абсорбционных бромисто-литиевых и пароэжекторных машинах, пропан (*R* 290) в пропановых турбокомпрессорных холодильных установках, воздух в воздушных холодильных машинах, полупроводники в малогабаритных установках и приборах, а также хладагенты фреон 13 (*R* 13), фреон 142 (*R* 142) и др. К основным требованиям, предъявляемым к хладагенту, следует отнести: обеспечение высокой термодинамической эффективности всех рабочих процессов и цикла в целом в заданном диапазоне температур; доступность; нетоксичность; инертность к окружающей атмосфере, к конструкционным материалам и маслам; пожаро- и взрывобезопасность, озонобезопасность, «парниковая» безопасность.

В 90-х годах остро дискутировался вопрос о замене так называемых озоноразрушающих хлор-, фторсодержащих фреонов (*R* 12, *R* 11, *R* 13, *R* 14 и др.) хладагентами, не содержащими хлор и фтор и безопасными в отношении озонного защитного слоя атмосферы Земли, с минимальными значениями «ОДР»-фактора. (Озоновое «одеяло» Земли находится на высоте около 25 км.) Таким фреоном является, например, фреон 134 А (*R* 134 А). Однако переход на новые хладагенты был сопряжен с рядом технических трудностей, поэтому на некоторое время было разреше-

но использование менее озоноопасного фреона *R* 22. Он будет активно использоваться ориентировочно до 2020 г. В связи с оспариваемостью влияния фреонов на состояние и развитие «озоновых дыр» Монреальский протокол может быть скорректирован и возможна реабилитация ряда фреонов в отношении использования в холодильной технике. Однако все большее значение приобретает лояльность хладагентов к так называемому парниковому эффекту, оцениваемая «GWP»-фактором. В этом отношении фреон 134А нелоялен. Более перспективным является диметиловый эфир ($CH_3$–O–$CH_3$), для которого оба фактора («ОДР» и «GWP») равны нулю.

Ниже приведены примеры холодильных машин и тепловых насосов в основном промышленного назначения.

Для производства холода в диапазоне температур $T_и$ = 238...218 К при температуре конденсации $T_к \leq 323$ К используется холодильная двухступенчатая машина АКД-130-7-4 (рис. 8.21), холодопроизводительность которой $Q$ = 157 кВт при $T_и$ = 235 К (точка *A*, рис. 8.22) и $T_к$ = 308 К (точка *A'*), потребляемая мощность примерно 100 кВт и масса 5,7 т. Изменение характеристик в зависимости от $T_к$ и $T_и$ приведено на рис. 8.22. Винтовой компрессор *12* (см. рис. 8.21) первой ступени (ВХ350-7-4), ротор которого вращается с частотой 3000 мин$^{-1}$, засасывает пары аммиака из испарителя *18* и сжимает до давления 0,35...0,5 МПа. После маслоотделителя *10* пары аммиака поступают в промежуточный сосуд *6* для охлаждения до температуры насыщения при давлении сжатия. Из промежуточного сосуда *6* насыщенный пар аммиака засасывается в поршневой компрессор *5* второй ступени (П110-7-0), работающий с частотой вращения 1500 мин$^{-1}$, сжимается в нем до давления 1,17...2,05 МПа и направляется в маслоотделитель и конденсатор *2*. Основная часть

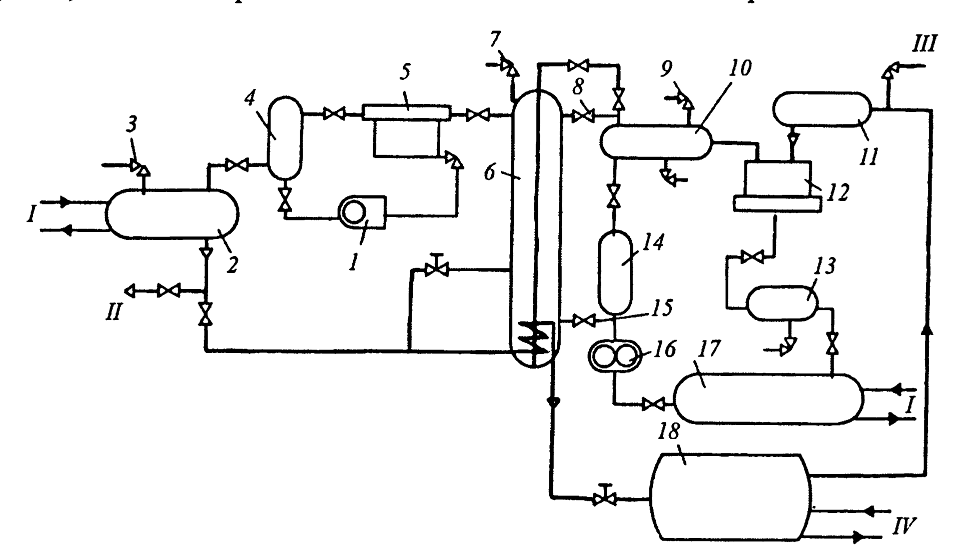



**Рис. 8.21.** Схема двухступенчатой холодильной машины АКД-130-7-4:

*1* – поплавковый клапан; *2* – конденсатор; *3,7* и *9* – предохранительные клапаны; *4* и *10* – маслоотделители; *5* - поршневой компрессор (П110-7-0); *6* – промежуточный сосуд; *8* и *15* – вентили промежуточного испарителя; *11* и *13* – ресиверы; *12* – винтовой компрессор; *14* – фильтр; *16* – масляный насос; *17* – охладитель масла; *18* – испаритель; *I* – вода; *II* и *IV* – рассол; *III* – заправка

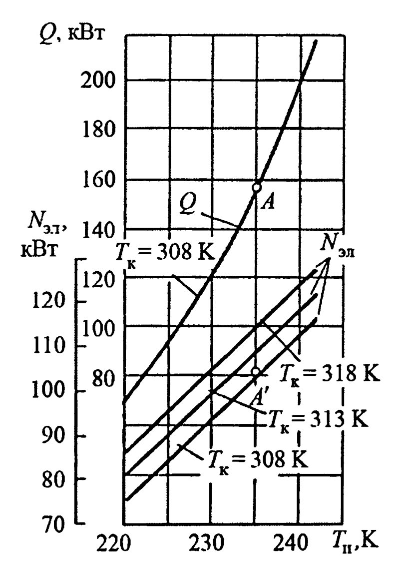



**Рис. 8.22.** Характеристики машины АКД-130-7-4 (зависимости $Q$ и $N_{эл}$ от $T_и$ при разных значениях температуры $T_к$ конденсации)

жидкого аммиака после конденсатора переохлаждается в змеевике промежуточного сосуда *6* и дросселируется в испаритель *18*. Часть жидкого аммиака (~ 20...30%) дросселируется в промежуточный сосуд и кипит там в результате подвода теплоты от паров после сжатия в первой ступени и от жидкости после конденсатора. Машина может иметь два испарителя, т. е. производить холод на двух уровнях температуры (температура кипения во втором испарителе соответствует промежуточному давлению). Расход аммиака в коммуникациях низкого и высокого давления различен.

Холодильные установки выпускаются и с турбокомпрессорными машинами. К их числу относится турбохолодильная машина 20ТХМВ-2000-2 (рис. 8.23) с турбокомпрессором (частота вращения ротора 10500 $мин^{-1}$), работающая на *R*12 в диапазоне температур испарения 273...258 К. Ее номинальная холодопроизводительность составляет 1,9 МВт (при $T_{и2}$ = 268 и $T_{в1}$ = 303 К) и потребляемая электродвигателем мощность 650 кВт, общая масса 22 т, наружный диаметр колеса турбокомпрессора 350 мм. Характеристика машины приведена на рис. 8.24.

Принцип действия эжекторной холодильной машины может быть рассмотрен на примере пароэжекторной холодильной машины 17Э (рис. 8.25). Машина имеет холодопроизводительность 700 кВт при температуре воды 282 К на выходе из ис-

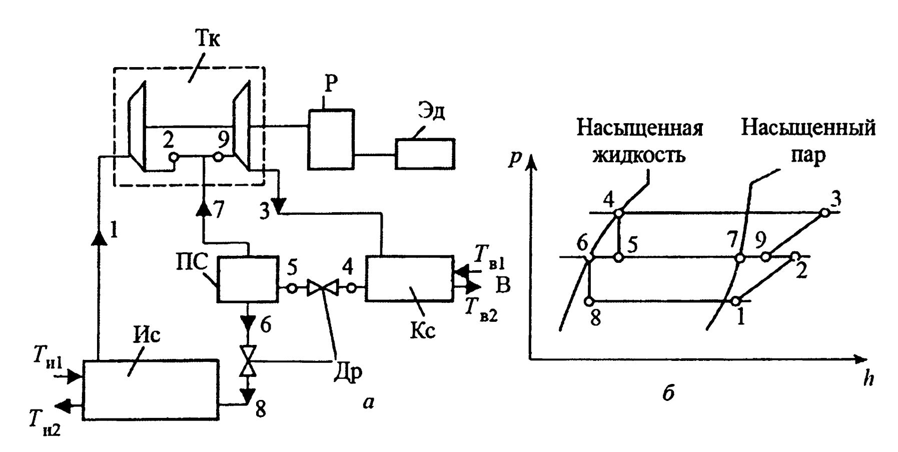



**Рис. 8.23.** Принципиальная схема турбохолодильной машины 20ТХМВ-2000-2 (*а*) и диаграмма ее рабочих процессов (*б*):

Тк – турбокомпрессор; Р – редуктор (мультипликатор); Эд – электродвигатель; Кс – конденсатор; Ис – испаритель; Др – дроссели; ПС – промежуточный сосуд с поплавковым регулятором уровня жидкого хладагента; В – вода; Х – хладоноситель; $T_{и1}$ и $T_{и2}$ – температура хладоносителя на входе и на выходе испарителя; $T_{в1}$ и $T_{в2}$ – температура воды на входе и на выходе конденсатора

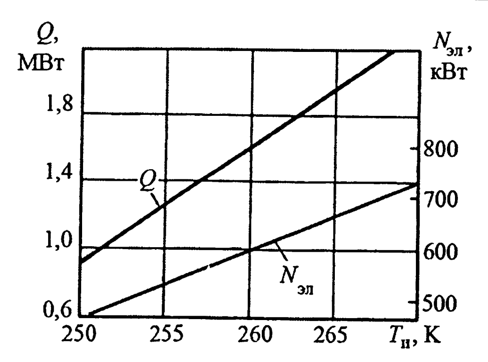



**Рис. 8.24.** Характеристики турбохолодильной машины 20ТХМВ-2000-2 при температуре охлаждающей воды 303 К

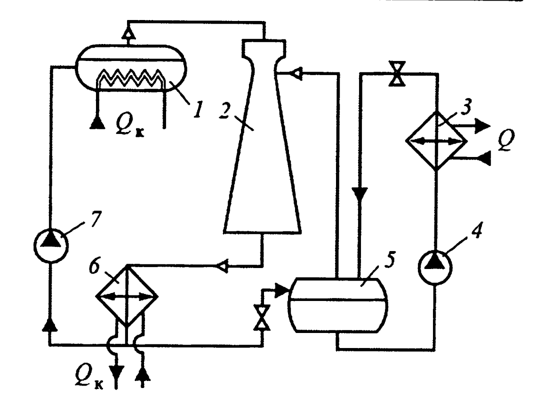



**Рис. 8.25.** Принципиальная схема пароэжекторной холодильной машины 17Э:
*1* – парогенератор; *2* – эжектор; *3* – теплообменник нагрузки; *4* и *7* – насосы; *5* – испаритель; *6* – конденсатор

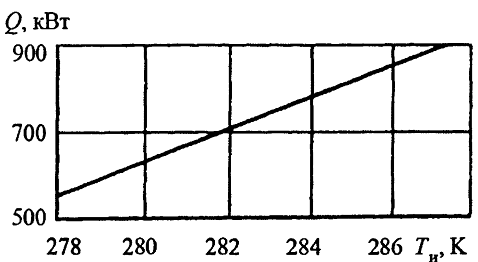



**Рис. 8.26.** Характеристика (*Q* от $T_и$) пароэжекторной холодильной машины 17Э

парителя *5*. В парогенератор *1* подводится теплота $Q_к$, водяной пар ($T \approx 423...473$ К; $p \approx 0{,}7$ МПа) направляется в эжектор *2*. В узкой части эжектора давление струи уменьшается, в связи с чем подсасывается водяной пар из испарителя *5*. За эжектором в результате снижения скорости в диффузоре давление повышается и пары направляются в конденсатор *6*. Сконденсированная вода из конденсатора *6* попадает частично в испаритель *5* через редукционный вентиль и частично насосом *7* обратно в котел *1*. В испарителе *5* температура воды понижается за счет испарения и охлажденная вода насосом *4* прокачивается через теплообменник нагрузки *3* и через клапан сбрасывается обратно в испаритель *5*. Высота машины превышает 4,5 м, а общая масса 12 т. Характеристика машины показана на рис. 8.26.

## Тепловые насосы

Тепловые насосы широко используются для теплоснабжения в различных технологических процессах и для отопления. Одинаковый принцип работы холодильных машин и тепловых насосов, как термотрансформаторов, позволяет в одном агрегате вырабатывать как холод, так и теплоту, обеспечивая одновременно тепло- и хладоснабжение потребителя. Обычно такое сочетание является экономически выгодным. В тепловом насосе затрачиваемая мощность расходуется на перенос теплоты с одного температурного уровня на другой, и это определяет его экономическую эффективность, например, в системах отопления. Источником теплоты для теплового насоса, используемого для отопления, могут быть воздух, вода и грунт. Приемником теплоты является отапливаемое помещение. Если температура ис-

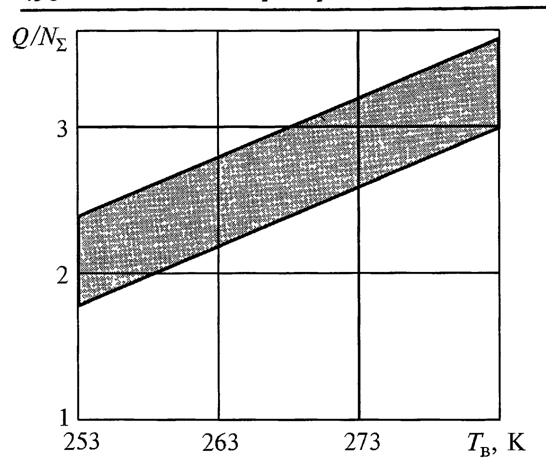



**Рис. 8.27.** Диапазон отношений полезной теплопроизводительности $Q$ к общей затрачиваемой мощности $N_\Sigma$ по опытным данным в зависимости от среднесуточной температуры воздуха $T_в$ при отоплении тепловым насосом, передающим теплоту от воздуха в отапливаемое помещение

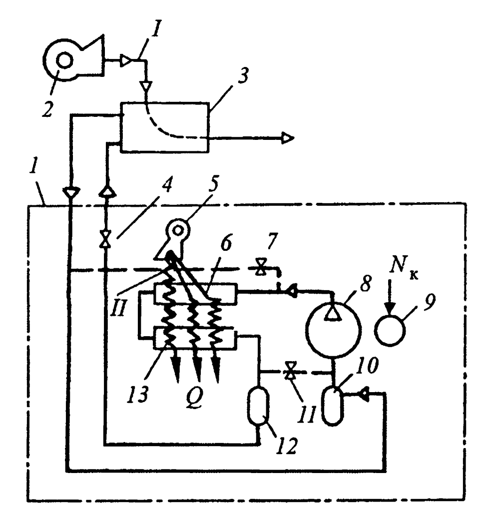



**Рис. 8.28.** Принципиальная схема отопления помещения тепловым насосом:
*1* – отапливаемое помещение; *2* и *5* – вентиляторы; *3* – испаритель; *4* – дроссель; *6* – охладитель; *7* – вентиль для отогрева испарителя; *8* – компрессор; *9* – электродвигатель; *10* – отделитель жидкости; *11* – регулировочный вентиль; *12* – ресивер; *13* – конденсатор; *I* – наружный воздух; *II* – воздух из помещения

точника теплоты изменяется (например, суточное изменение температуры $T_в$ воздуха), то эффективность теплового насоса ($Q$ / $N_\Sigma$) также изменяется (рис. 8.27).

Схема отопления помещения тепловым насосом показана на рис. 8.28. Наружный воздух вентилятором *2* (или вода насосом) прокачивается через испаритель *3* и отдает теплоту $Q_и$ кипящему в испарителе рабочему телу цикла. Пары из испарителя *3* отсасываются компрессором *8*, сжимаются и поступают в охладитель *6* и конденсатор *13*. Вентилятор (или насос) *5* прокачивает комнатный воздух или воду из системы отопления через охладитель *6* и конденсатор *13*, и в результате в помещение передается теплота $Q = Q_и + N_к$.

Тепловой насос НТ 80 работает по простейшей схеме одноступенчатого сжатия с поршневым компрессором в двух режимах – теплоснабжения или хладоснабжения. В испарителе теплового насоса теплота рабочему телу цикла (*R*12) может передаваться от водопроводной, артезианской или термальной воды. В режиме теплоснабжения теплопроизводительность насоса достигает 130 кВт при температуре в испарителе не ниже 279 К. Потребителю подается 7,2 м$^3$/ч нагретой до 331 К воды. В режиме хладоснабжения холодопроизводительность достигает 163 кВт при температуре в испарителе 278 К и температуре конденсации 303 К. Потребителю может подаваться до 20 м$^3$/ч воды, охлажденной до 278 К, или холодный хладоноситель (рассол) с температурой до 248 К. Холодопроизводительность при $T_и$ = 248 К не превышает 40 кВт. Общая потребляемая мощность составляет 43 кВт. Тепловой насос автоматизирован. Переключение с режима теплоснабжения на режим хладоснабжения осуществляется вручную.

## Криогенные установки и системы

В отечественной промышленности сформировалась подотрасль криогенного машино- и аппаратостроения, серийно выпускающая различные гелиевые установки, воздухоразделительные установки производительностью по газообразному кислороду в одном агрегате до 70 тыс. Нм$^3$/ч, установки для получения жидких и сжатых криогенных продуктов (кислорода, азота, гелия и др.), оборудование для хранения, транспортирования криогенных продуктов, газификаторы, гелиевые криостаты, насосы для криогенных жидкостей и т. п. Созданы оригинальные криогенные гелиевые рефрижераторные установки различной холодопроизводительности (КГУ-500/4,5; КГУ-300/4,5, КГУ-1600/4,5, КГУ-4/4,2, КГУ-600/15, КГУ-6000/20), гелиевые ожижители производительностью до 2400 л/ч и др. (Числитель индекса установки обозначает холодопроизводительность в Вт, знаменатель – температуру.) Освоен выпуск микрокриогенного оборудования для летательных аппаратов и криогенных газовых машин ЗИФ-1000 и АЖ-0,05 для получения жидкого азота.

Наибольшее распространение в практике получили установки, рабочими телами которых являются метан (природный газ), воздух (азот, кислород), водород и гелий. По диапазону температур кипения этих хладагентов установки условно называют установками азотного уровня (65... 80 К), водородного (14...25 К) и гелиевого (1...5 К).

Важное значение для народного хозяйства имеют воздухоразделительные установки. Они служат для получения кислорода, азота, аргона, криптоноксеноновой смеси и неоногелиевой смеси как в газообразном, так и жидком состоянии. К их числу относится установка для разделения воздуха КТ-70 – одна из самых мощных в мировой практике (рис. 8.29). Она предназначена для получения технологического кислорода *II* чистотой 95 %; технического жидкого кислорода *V* чистотой 99,5%; жидкого *III* и газообразного *I* азота чистотой 99%; криптоноксенонового концентрата *VI* с содержанием этих газов до 0,2%; неоногелиевой смеси *IV* с содержанием неона и гелия до 40%. Поэтому она интересна для рассмотрения, хотя больше не выпускается.

Установка работает по циклу низкого давления с турбодетандерами (цикл П.Л. Капицы). Воздух сжимается в турбокомпрессорах и после концевых холодильников направляется в скруббер *1* системы азотоводяного охлаждения, в котором охлаждается водой. Вода в верхней части скруббера охлаждается за счет частичного испарения в сухой азот, который подается в скруббер из азотных регенераторов *2*. После скруббера воздух поступает в азотные *2* и кислородные *3* регенераторы, где охлаждается до температуры около 100 К и очищается от влаги, углекислоты и углеводородов, которые вымерзают на поверхности мелко раздробленной базальтовой крошки (насадки), засыпанной в регенераторы. Регенераторы периодически переключаются, поэтому во время обратного дутья влага и углекислота выносятся обратным потоком. Если углекислота выносится обратным потоком достаточно равномерно по времени, то влага удаляется почти мгновенно в начальный момент после переключения потоков (влага срывается с насадки ускоренным газовым потоком). Благодаря этому в остальное время периода дутья азот выходит из регенератора сухим и в скруббере *1* насыщается влагой, вследствие чего вода в скруббере охлаждается. (Впервые регенераторы были применены в воздухоразделительных установках более 70 лет назад и до сих пор успешно работают. В современных установках они заменены пластинчато-ребристыми теплообменниками в сочетании с блоком адсорбционной очистки. Это

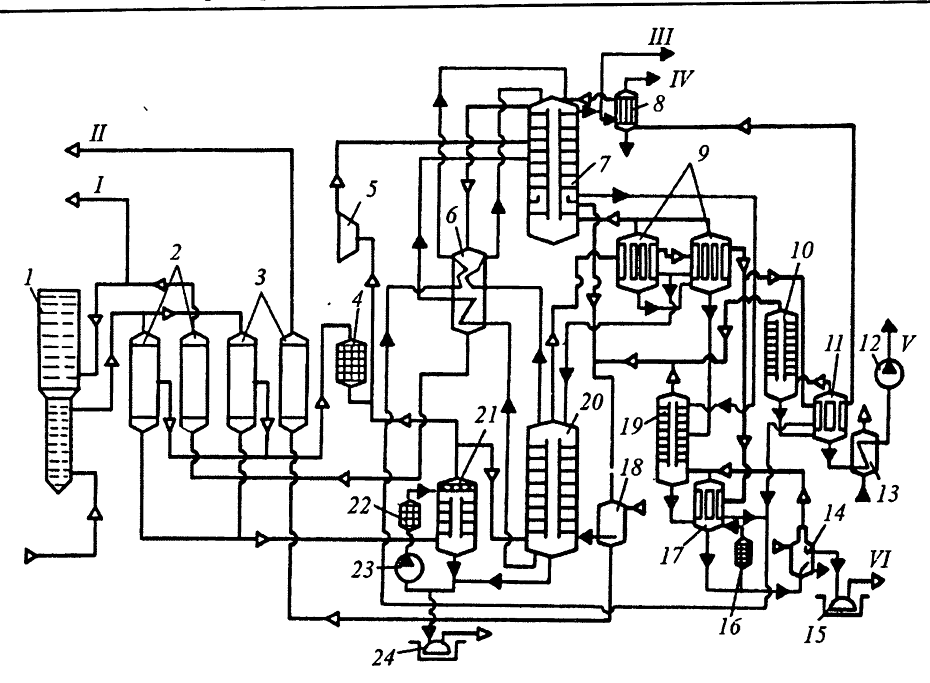



**Рис. 8.29.** Принципиальная схема воздухоразделительной установки КТ-70 (потоки жидкости отмечены жирной стрелкой):

*1* – скруббер; *2* – азотные регенераторы; *3* – кислородные регенераторы; *4* – адсорбер петлевого потока; *5* – турбодетандер; *6* – переохладитель азотной флегмы; *7* – верхняя колонна; *8* – конденсатор-концентратор; *9* – основной конденсатор-испаритель; *10* – колонна технического кислорода; *11* – конденсатор-испаритель колонны технического кислорода; *12* – насос жидкого кислорода; *13* – переохладитель жидкого технического кислорода; *14* – испаритель-конденсатор; *15* – испаритель криптонового концентрата; *16* – адсорбер; *17* – конденсатор-испаритель криптоновой колонны; *18* – подогреватель технического кислорода; *19* – криптоновая колонна; *20* – нижняя колонна; *21* – отмывочная колонна; *22* – адсорбер на потоке кубовой жидкости; *23* – насос кубовой жидкости; *24* – испаритель кубовой жидкости

позволяет существенно увеличить долю чистых и сухих продуктов разделения воздуха.) После регенераторов воздух в состоянии практически насыщенного пара подается в отмывочную колонну *21*, на тарелках которой контактирует с кубовой жидкостью (содержащей ~ 35 % кислорода), циркулирующей с помощью насоса *23*. В промывочной колонне из воздуха удаляются остатки углекислоты и углеводородов. В свою очередь, кубовая жидкость очищается от этих примесей в адсорбере *22*. После отмывочной колонны часть потока воздуха в состоянии насыщения подается на разделение в нижнюю колонну *20*. Другая часть смешивается с петлевым потоком, отбираемым из регенераторов, имеющим более высокую температуру (149...154 К). После смешения этих потоков температура воздуха составляет около 127 К (в режиме без производства жидкости примерно 147 К) и он направляется в турбодетандер, где расширяется с совершением внешней работы, охлаждается и поступает в верхнюю колонну *7*.

В нижней части верхней колонны концентрация паров по кислороду достигает 96 %, и кислород частично отводится в виде продукта в кислородные регенераторы *3* через подогреватель *18*. Из верхней части нижней колонны *20* пар азота подается

в основные конденсаторы-испарители *9*, где конденсируется, образуя азотную флегму. Жидкий азот поступает частично на орошение тарелок нижней колонны *20* и частично через переохладитель *6* на орошение верхней колонны *7*. Для получения технически чистого кислорода часть жидкого кислорода (чистотой 96%) отбирается из верхней колонны *7* и направляется в колонну *10* технического кислорода, после которой концентрация кислорода достигает 99,5 %. Жидкий технический кислород после конденсатора-испарителя *11* переохлаждается в переохладителе *13* и насосом *12* подается потребителю в состоянии недогретой жидкости *V*.

В целях извлечения криптоноксенонового концентрата часть жидкого кислорода той же концентрации (примерно 96 %) подается в криптоновую колонну *19*, в которую также вводится немного более концентрированный жидкий кислород из основного конденсатора-испарителя *9*. После концентрирования криптоноксеноновая смесь подается в испаритель *15*, в котором испаряется (обычно горячей водой). Неоногелиевая смесь низкой концентрации отводится из конденсатора-испарителя *11* в конденсатор-концентратор *8*, из которого отводится несконденсировавшаяся неоногелиевая смесь *IV* в виде «сырого» продукта. Жидкий азот *III* отводится в состоянии недогретой жидкости после переохладителя *6*. Газообразный обратный поток азота из верхней колонны *7* направляется в переохладитель *6* и затем в азотные регенераторы *2*, пройдя которые поступает в скруббер *1*.

Для обеспечения безопасной работы установки периодически осуществляется слив кубовой жидкости через испаритель *24* и отогрев адсорберов *22* и *4* (в реальной схеме предусматриваются резервные адсорберы). Кроме того, для выработки холода в пусковой период и в жидкостном режиме и для обеспечения длительной безостановочной работы установки имеются резервные турбодетандер *5* и запасной насос *23* кубовой жидкости. Большое количество азотных регенераторов объясняется исключительно конструктивными соображениями: диаметр каждого регенератора равен 3,2 м, а высота составляет примерно 7 м.

Процесс низкотемпературной ректификации (разделения), протекающий в ректификационных колоннах *7*, *20*, *10* и *19*, осуществляется на тарелках. Жидкость (флегма), богатая нижекипящим компонентом (азотом), стекает вниз, взаимодействуя с поднимающимися парами. Из нее постепенно испаряется нижекипящий компонент, который переходит в пар. В свою очередь, вышекипящий компонент (кислород) из паров конденсируется в стекающую жидкость. Таким образом, происходит разделение смесей с различными температурами кипения компонентов. В нижней части колонны концентрируется вышекипящий компонент, а в верхней – нижекипящий. Температура в нижней части колонны всегда выше температуры в верхней части. Необходимая для флегмового питания жидкость конденсируется в конденсаторах-испарителях. В установке КТ-70 конструктивно установлено шесть основных конденсаторов-испарителей.

Оригинальная конструкция ректификационных тарелок позволила обеспечить процесс разделения 350 тыс. м$^3$ воздуха в час в относительно небольших аппаратах. Диаметр верхней и нижней колонн 3,8 м. Турбодетандер установки представляет собой центростремительную турбину с рабочим колесом диаметром 525 мм и частотой вращения 6700 мин$^{-1}$.

В турбодетандерах расширяется 92,5 тыс. м$^3$/ч (в режиме без производства жидкости 44 тыс. м$^3$/ч) охлажденного и очищенного воздуха, давление на входе в турбодетандер составляет 0,615 МПа (в режиме без получения жидкости 0,57 МПа), адиабатный КПД соответственно 0,83...0,85 и 0,75...0,8.

Криогенные воздухоразделительные установки весьма энергоемки. Удельный расход энергии при получении газообразного кислорода в установке КТ-70 составляет 0,403 кВт · ч/м$^3$, а общая потребляемая мощность достигает 28 МВт. Удельный расход энергии на производство жидких продуктов еще больше (например, 0,8...1,2 кВт · ч/кг).

Поэтому при создании таких установок важно добиваться сокращения потерь, связанных с необратимостью рабочих процессов, повышать эффективность циклов и надежность установок, совершенствовать конструкции машин, теплообменных аппаратов, улучшать изоляцию при одновременном снижении металлоемкости. Эти тенденции постоянно реализуются. Например, в ряде воздухоразделительных установок новых типов используются более совершенные турбодетандеры с КПД до 93 %; вместо регенераторов применены пластинчатые теплообменники, а очистка и осушка воздуха осуществляются в адсорберах. Отечественной промышленностью выпускается более 30 типов воздухоразделительных установок, работающих по циклам высокого, среднего и низкого давления, различающихся и по производительности, и по назначению, и по конструктивному оформлению.

## Установки для получения из воздуха инертных газов (неона, криптона, ксенона)

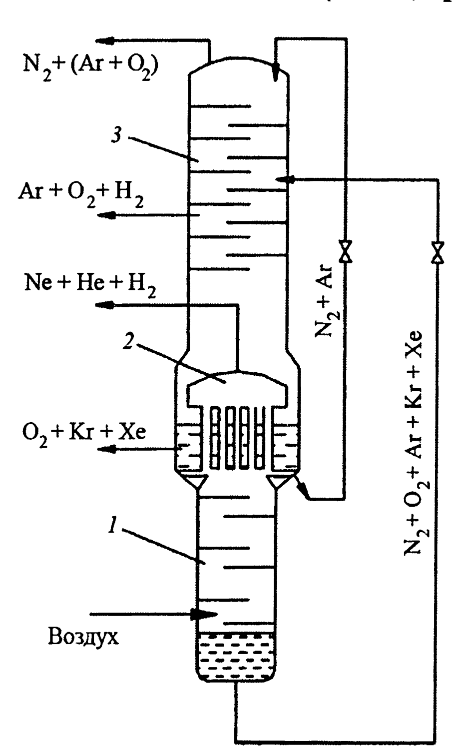



**Рис. 8.30.** Схема колонны двукратной ректификации воздуха:
*1*, *3* – колонны высокого и низкого давления; *2* – основной конденсатор-испаритель

Концентрация инертных газов в атмосферном воздухе весьма мала, например, криптона в одном кубическом метре воздуха содержится около одного кубического сантиметра. Для их производства требуется переработать огромное количество воздуха. Поэтому извлечение инертных газов наиболее целесообразно при комплексном разделении воздуха в крупных ВРУ.

Первичное извлечение инертных газов происходит в колонне двукратной ректификации, схема которой показана на рис. 8.30. Неон и гелий, как наиболее летучие компоненты воздуха, накапливаются в верхней части основного конденсатора-испарителя *2*, а криптон и ксенон, как наименее летучие, – в испарителе колонны низкого давления *3*.

***Производство неона.*** Отечественной промышленностью созданы установки для переработки неоногелиевой смеси, получаемой в крупных ВРУ, и получения неона высокой чистоты (99,999 %).

Неон выделяют из атмосферного воздуха в несколько этапов, в результате чего содержание примесей в неоне снижается с десятков процентов до миллионных долей.

**Рис. 8.31.** Технологическая цепочка получения неона высокой чистоты из воздуха

На рис. 8.31 приведен типовой вариант технологической цепочки превращения неона из компонента сырой смеси в продукт высокой чистоты. Завершающие стадии этого процесса осуществляются при температуре ниже 30 К. Схема установки для получения неона высокой чистоты конденсационно-ректификационным методом представлена на рис. 8.32.

Неоногелиевая смесь сжимается компрессором *1* с 0,1 до 2,5 МПа и поступает в теплообменник *5*, где охлаждается обратными потоками. Далее смесь проходит через азотную ванну *9*, где она охлаждается жидким азотом, кипящим под вакуумом при температуре около 65 К. Затем смесь проходит через теплообменник *6* и змеевик ректификационной колонны *10*, где она охлаждается до температуры ~ 30 К и большая часть смеси конденсируется. Жидкость, состоящая из неона с небольшой (2 %) примесью гелия, отделяется в пароотделителе *11* и после расширения в дроссельном вентиле *12* поступает в ректификационную колонну. Пар из пароотделителя, состоящий из 85% гелия и 15% неона, проходит через теплообменники *6* и *5* в качестве обратного потока и закачивается компрессором *3* в баллоны для направления на дальнейшую переработку. При расширении жидкости в дроссельном вентиле *12* часть ее испаряется, причем пар содержит 25% гелия, что позволяет направить его на повторную переработку вместе с исходной смесью. Жидкость, стекающая по насадке ректификационной колонны, освобождается от остатков гелия, и из нижней части колонны отбирается чистый жидкий неон (99,999 %), который после прохождения через теплообменники *6* и *5* закачивается компрессором *4* в баллоны. Для компенсации потерь холода в установке используется вспомогательный дроссельный цикл. Неон сжимается компрессором *2* до давления 20 МПа, охлаждается в теплообменниках *7* и *8* и азотной ванне *9*, затем дросселируется в дроссельном вентиле *13*. Обратный циркуляционный поток образуют поднимающиеся вверх по колонне пары неона. Расход неона в дроссельном цикле составляет около 25% расхода смеси.

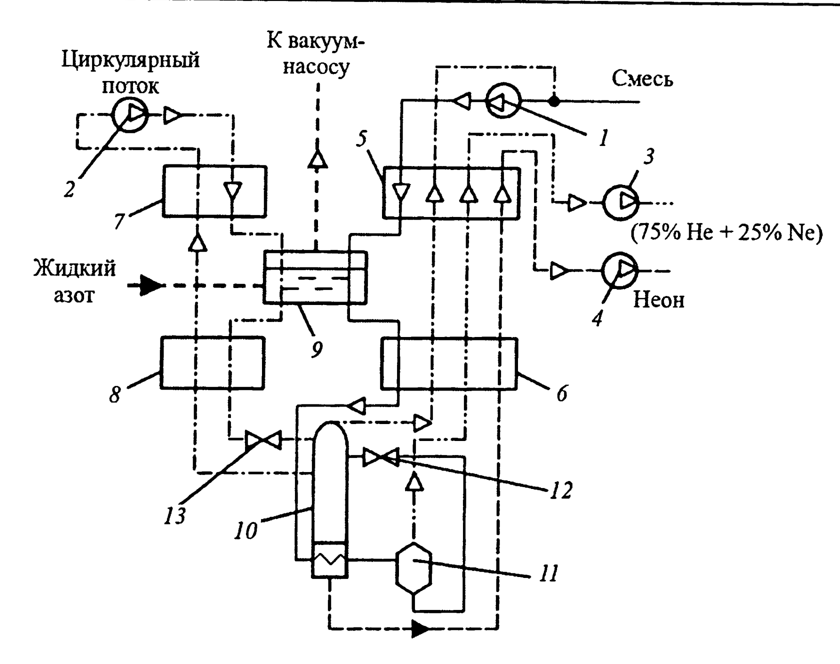



**Рис. 8.32.** Принципиальная схема получения неона высокой чистоты:
*1–4* – компрессоры; *5–8* – теплообменники; *9* – азотная ванна; *10* – ректификационная колонна; *11* – пароотделитель; *12, 13* – дроссельные вентили

В последнее время происходит устойчивый рост потребления газообразного и жидкого неона, в частности, в лазерных технологиях, электронной промышленности и космической технике. Мировой объем производства неона находится на уровне 300...350 тыс. м$^3$/год.

***Производство криптона и ксенона.*** Производство криптона и ксенона состоит из трех основных этапов:

1) выделение первичного концентрата, содержащего 0,2 % (Kr + Xe);

2) обогащение первичного концентрата, удаление из него взрывоопасных примесей углеводородов и получение чистой криптоноксеноновой смеси;

3) разделение этой смеси и производство чистого криптона и ксенона.

Криптон и ксенон извлекаются из атмосферного воздуха при получении первичного криптонового концентрата (ПКК) в узле ректификации ВРУ. Для этого часть жидкого кислорода из испарителя колонны низкого давления попадает в середину криптоновой колонны. При стекании жидкости по тарелкам криптоновой колонны и ее испарении в конденсаторе-испарителе суммарная концентрация криптона и ксенона в кислороде достигает 0,15...0,2 %. Дальнейшее концентрирование этих компонентов ограничивается предельно допустимой из условий взрывобезопасности концентрацией метана в ПКК. Удаление углеводородов из ПКК и последующее извлечение из него криптона и ксенона осуществляется в аппаратах установок вторичного концентрирования типа УСК и «Хром-3».

Технология вторичного концентрирования предусматривает выжигание углеводородов из ПКК в каталитических печах, адсорбционную очистку от влаги и диоксида углерода и последующее разделение смеси $O_2$–Kr–Xe в ректификационной колонне. Продуктом разделения является криптоноксеноновая смесь с суммар-

ным содержанием примесей $O_2$, Ar, $N_2$, $CO_2$, NO и других компонентов в пределах 0,5...1,5%. В современных установках вторичного концентрирования типа «Хром-3» все технологические процессы осуществляются под давлением 0,03...0,05 МПа. Это позволяет отказаться от дожимающего компрессора и существенно снизить затраты на производство Kr и Xe. Альтернативным способом обогащения и разделения ПКК является адсорбционно-ректификационный метод. Принципиальная технологическая схема установки адсорбционно-ректификационного обогащения и разделения криптоноксенонового концентрата приведена на рис. 8.33. На рис. 8.34 показаны основные технологические процессы.

Установка предназначена для переработки 120 $м^3/ч$ первичного криптоноксенонового концентрата. Блок адсорберов состоит из двух попеременно работающих аппаратов. Адсорберы охлаждаются жидким воздухом, отбираемым из куба колонны «высокого» давления воздухоразделительного аппарата. Жидкий воздух проходит по специальным змеевикам, встроенным в слой адсорбента, пары возвращаются обратно в колонну. После охлаждения адсорбера до рабочих температур начинается операция обогащения первоначального концентрата, поступающего из испарителя *1*. Этап адсорбции криптона и ксенона продолжается около 24 ч.

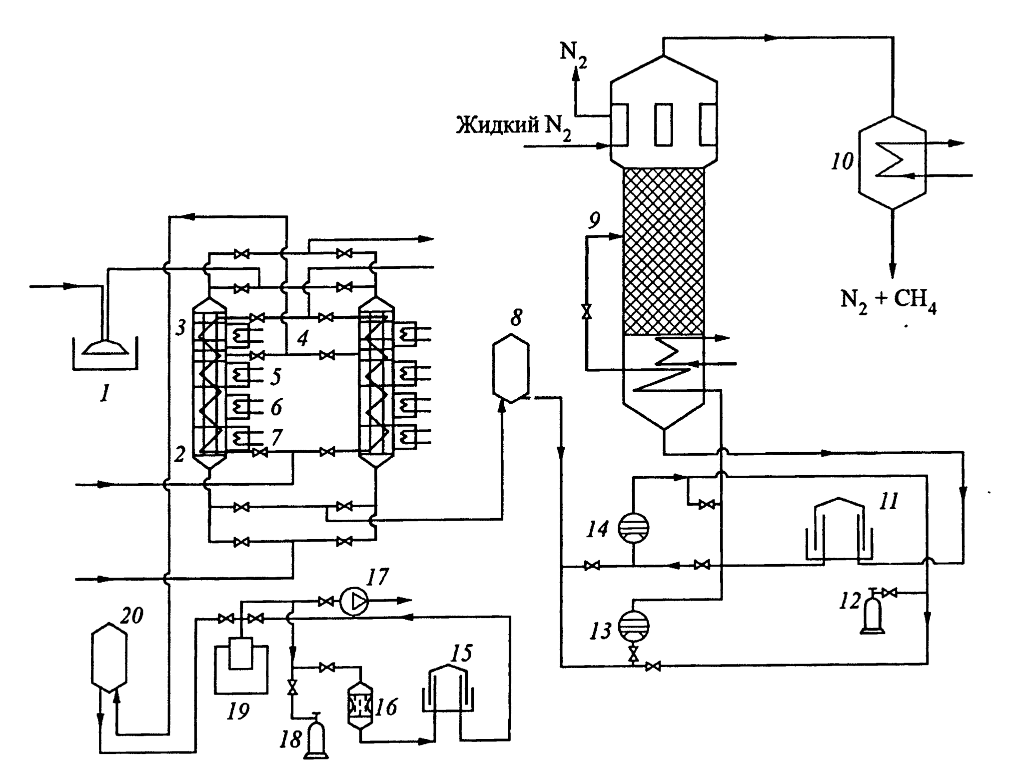



**Рис. 8.33.** Схема установки для адсорбционно-ректификационного обогащения криптоноксеноновой смеси:

*1* – испаритель; *2* – адсорбер; *3* – змеевик; *4–7* – электронагреватели; *8* – газгольдер тройной смеси; 9 – ректификационная колонна; *10* – подогреватель; *11*, *15* и *20* – газгольдеры; *12*, *18* – баллоны; *13*, *14* – мембранные компрессоры; *16* – очистительный патрон; *17* – вакуумный насос; *19* – газификатор

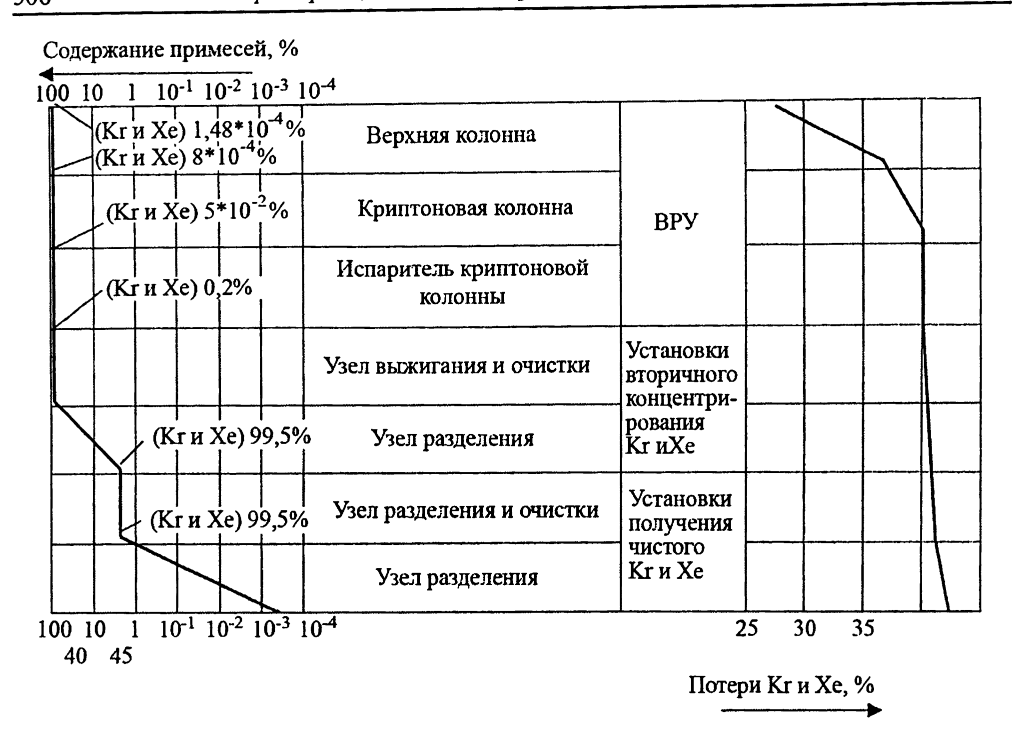



**Рис. 8.34.** Технологические процессы при производстве высокочистого криптона и ксенона

Технология обогащения первоначального концентрата заключается в следующем (см. рис. 8.33): сначала жидкий воздух удаляется из змеевиков *3*. Последовательно, сверху вниз, включаются секции *5*, *6* и *7* электронагревателя. С помощью хроматографа определяется момент выхода криптона из адсорбера, затем десорбируемая газовая смесь направляется в газгольдер *8* тройной смеси. После выхода тройной смеси из адсорбера отключаются секции *5...7* и включается электронагреватель секции *4*. Затем с помощью хроматографа фиксируется начало выхода ксеноновой фракции, которая поступает в газгольдер *20*. Электронагреватель *4* секции отключается, адсорбер подготавливается к охлаждению. Ксеноновая фракция, объем которой за цикл составляет около 2,5 м$^3$, поступает на очистку от азота и углеводородов. Удаление азота происходит в газофикаторе *19* с помощью вакуумного насоса *17*. Затем ксенон направляется в очистительный патрон *16*, заполненный кальциевой стружкой. Здесь при температуре 973 К удаляются остатки химически активных веществ. Очищенный ксенон собирается в газгольдер *15*, откуда с помощью газофикатора направляется в баллон *18*.

На втором этапе тройная смесь азот–метан–криптон из газгольдера *8* попадает с помощью мембранного компрессора *13* через змеевик куба ректификационной колонны *9* и дроссельный вентиль в середину колонны для разделения. Отводимый из верхней части азот содержит 2...3% $CH_4$, 2% $O_2$, 0,1% Kr. Жидкий криптон, отбираемый из куба колонны *9*, содержит около 0,005% $CH_4$. Флегма для орошения колонны *9* создается путем конденсации части паров в трубном пространстве конденсатора путем испарения в межтрубном пространстве жидкого азота. Отбросной газ выходит через подогреватель *10* в атмосферу. Криптон и

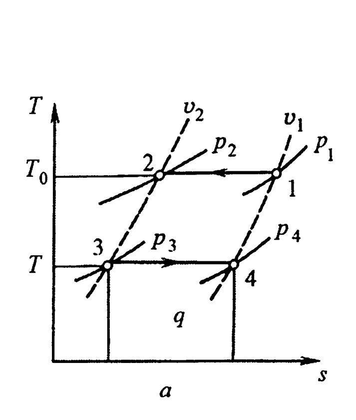
ксенон из колонны *9* поступают через испаритель в газгольдер *11*. Отбор продукта регулируется в соответствии с показанием ротаметра, установленного на линии отбора. Из газгольдера продукт периодически закачивается с помощью мембранных компрессоров *13* или *14* в баллон *12*.

Заключительным этапом извлечения тяжелых инертных газов из воздуха является переработка криптоноксеноновой смеси в установках получения Kr и Xe высокой чистоты. На этих установках смесь предварительно очищается от микропримесей $CH_4$, $CO_2$, $H_2O$, после чего подается на разделение в узел ректификации с двумя и более ректификационными колоннами. Продуктами разделения являются криптон и ксенон с содержанием в них примесей не более 0,001%.

На рис. 8.34 приведены характеристики технологических процессов при производстве высокочистых криптона и ксенона.

## Малые криогенные установки

Для получения холода и криогенных продуктов в малых и средних количествах (от нескольких грамм до нескольких килограмм в час) широко применяются криогенные газовые машины, рабочим телом которых чаще всего является гелий. Используются различные циклы, однако наиболее распространены машины, работающие по циклам Стирлинга (рис. 8.35, *а*) и Гиффорда – Мак-Магона (рис. 8.35, *б*). Идеальный холодильный цикл Стирлинга (см. рис. 8.35, *а*) включает в себя процессы изотермного сжатия (при температуре $T_0$) и расширения (при температуре $T$), а также изохорные процессы нагревания и охлаждения между температурами $T_0$ и $T$. Холодильный коэффициент идеального цикла Стирлинга равен холодильному коэффициенту цикла Карно. Действительный рабочий процесс существенно отличается от идеального. Степень термодинамического совершенства действительных криогенных газовых машин азотного уровня температур достигает 35...40 %, а для машин водородного уровня температур – 20...25 %. Степень термодинамического совершенства машин с циклом Гиффорда – Мак-Магона ниже, но они конструктивно существенно проще и надежнее.



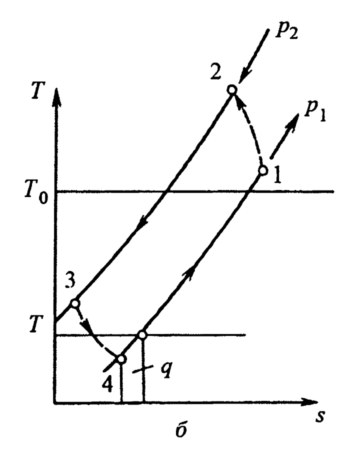




**Рис. 8.35.** Обратный цикл Стирлинга (*а*) и цикл Гиффорда – Мак-Магона (*б*) с неравновесным процессом выхлопа (3–4)

На рис. 8.36 показана принципиальная схема криогенной газовой машины для ожижения воздуха, работающей по обратному циклу Стирлинга. Два поршня *3* и *6* движутся в цилиндре со сдвигом по фазе, который обеспечивается конструктивным углом между кривошипами, составляющим около 70...80°. Поршни и цилиндр образуют два объема для рабочего тела: один между поршнями («теплый» объем при $T_0$), другой между верхним поршнем-вытеснителем *6* и холодной головкой *7* цилиндра, на которой размещен теплообменник-конденсатор («холодный» объем при $T$). Между этими двумя объемами расположены теплообменные аппараты (регенератор *5* и холодильник *4*) так, что при движении поршней рабочее тело перетекает из объема в объем туда и обратно через эти аппараты. Верхний поршень теоретически разгружен от давления (если пренебречь размерами штока и гидравлическим сопротивлением теплообменных аппаратов), его роль сводится к переталкиванию (вытеснению) рабочего тела из объема в объем, поэтому его называют вытеснителем. Нижний поршень при перемещении изменяет общий рабочий объем, он нагружен и поэтому часто называется рабочим поршнем.

Смещение по фазе обеспечивает наиболее интенсивное перемещение какого-либо поршня при малоподвижном другом. В эти периоды движения осуществляются процессы сжатия в теплом объеме и расширения в холодном. В другие периоды скорости движения поршней близки между собой. Именно в эти моменты вытесняется рабочий газ из объема в объем и осуществляются процессы регенерации теплоты в регенераторе *5*.

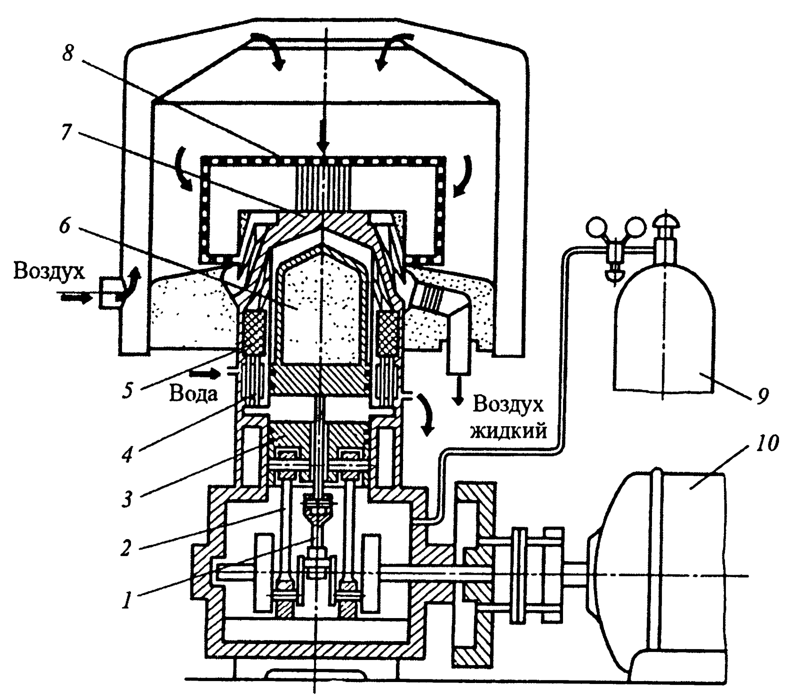



**Рис. 8.36.** Криогенная газовая машина для ожижения воздуха, работающая по обратному циклу Стирлинга:

*1* – шатун поршня-вытеснителя; *2* – шатун рабочего поршня; *3* – рабочий поршень; *4* – холодильник (водяной); *5* – регенератор; *6* – поршень-вытеснитель; *7* – холодная головка цилиндра с теплообменником-конденсатором; *8* – металлическая сетка, охлаждаемая головкой цилиндра; *9* – баллон с гелием; *10* – электродвигатель

Теплота сжатия отводится из цикла в холодильнике *4* либо водой, либо воздухом. Полезная холодопроизводительность снимается в элементах *7* и *8* теплообменника, соединенных с головкой машины. При охлаждении этих аппаратов атмосферный воздух подсасывается к ним через отверстие. Воздух охлаждается, на металлической сетке *8* вымерзает влага и частично углекислота, а затем начинается его конденсация на самой холодной поверхности теплообменника. Воздух сжижается и стекает в сборник. Пусковой период этих установок очень мал. Практически через 3...5 мин начинается ожижение.

Отечественная промышленность выпускает различные криогенные газовые машины и на их базе небольшие воздухоразделительные установки, такие, как ЗИФ-1000 производительностью до 10 л/ч жидкого азота или АЖ-0,05 производительностью 52 кг/ч жидкого азота. Выпускаются также микроохладители, работающие по циклам Стирлинга и Гиффорда – Мак-Магона.

## Гелиевые ожижители и рефрижераторы

Для ожижения гелия созданы криогенные гелиевые ожижители. Наиболее крупные из них имеют производительность более 2 тыс. л/ч жидкого гелия. На практике распространены гелиевые ожижители и рефрижераторные установки производительностью в режиме ожижения 10..1000 л/ч жидкого гелия. К их числу относится гелиевая установка КГУ-300/4,5 (рис. 8.37), которая обеспечивает получение 90 л/ч жидкого гелия на номинальном режиме или в рефрижераторном режиме холодопроизводительность 300 Вт на уровне 4,5 К. Установка снабжена гелиевым компрессором *17* (305 НП-20/30) производительностью 120 м$^3$/ч с двигателем мощностью 200 кВт. Установка работает по циклу среднего давления с двумя (или тремя) турбодетандерами (в рефрижераторном, ожижительном или смешанном режимах).

Гелий сжимается в компрессоре *17* и через маслоотделитель *16* и адсорбер масла *15* направляется в блок очистки, который состоит из предварительного теплообменника *14* и адсорбера *13*. Адсорбер *13* заполнен активированным углем и охлаждается жидким азотом *1*. Чтобы избежать чрезмерного испарения жидкого азота и обеспечить необходимый температурный режим в адсорбере, гелий предварительно охлаждается в теплообменнике *14* потоком гелия, выходящим из того же адсорбера. В адсорбере гелий очищается от микропримесей азота и других газов. Установка имеет два блока очистки, периодически один из них отогревается. Затем гелий охлаждается в основном теплообменнике *5* до температуры 80 К обратным потоком гелия и поступает в змеевик, расположенный в азотной ванне *7*. Здесь гелий охлаждается кипящим жидким азотом (внешний источник холода) обычно до температуры в диапазоне 67...77 К в зависимости от давления азота. (Часто бывает выгодно осуществить откачку паров азота специальным вакуум-насосом.) После азотной ванны гелий направляется в теплообменник *8*, из которого часть гелия отводится на турбодетандеры: верхний (В) и нижний (Н). Другая часть после теплообменников расширяется в парожидкостном детандере и направляется в сосуд *11* для жидкого гелия. Отечественной промышленностью выпускаются подобные и более мощные установки КГУ 500/4,5 и КГУ 1600/4,5 холодопроизводительностью 0,5 и 1,6 кВт при $T$ = 4,5 К, работающие как в рефрижераторном режиме, так и ожижительном.

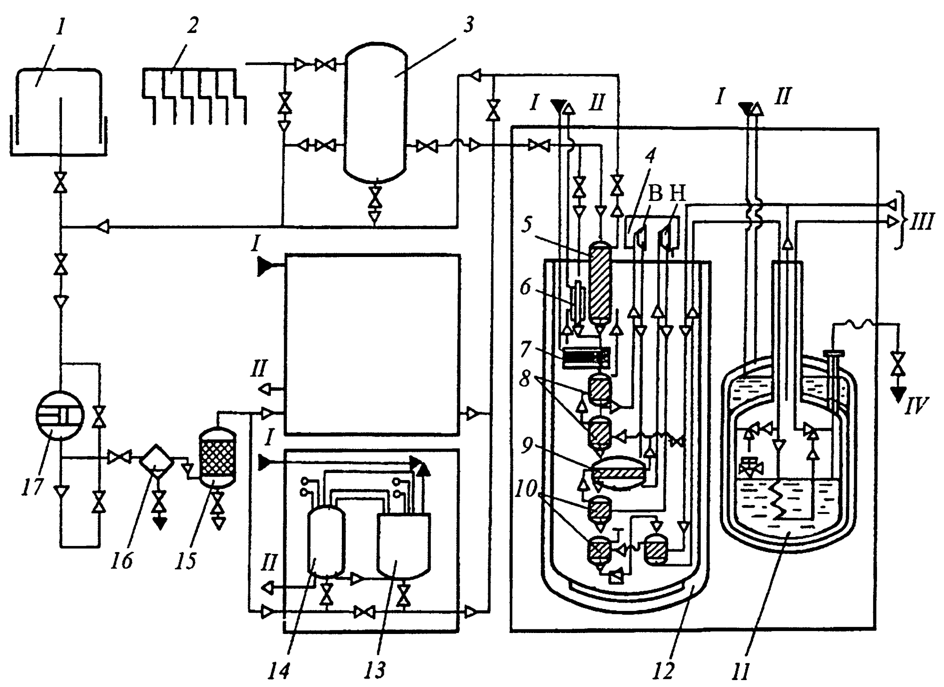



**Рис. 8.37.** Принципиальная схема криогенной гелиевой установки КГУ-300/4,5:
*1* – газгольдер (20 м$^3$); *2* – рампа (с баллонами); *3* – ресивер (20 м$^3$); *4* – турбодетандеры (В – верхний, Н – нижний); *5* – теплообменник; *6* – азотный теплообменник; *7* – ванна с жидким азотом; *8*, *9* и *10* – теплообменники; *11* – гелиевый сосуд (800 л); *12* – блок охлаждения; *13* – адсорбер блока очистки; *14* – предварительный теплообменник блока очистки; *15* – адсорбер масла; *16* – маслоотделитель; *17* – компрессор; *I* – жидкий азот; *II* – газообразный азот; *III* – подача и отвод гелия из парожидкостного детандера; *IV* – жидкий гелий

## Установки для получения сверхнизких температур

Два вещества $^4$He и $^3$He не имеют традиционной тройной точки и остаются в жидком состоянии при уменьшении давления до предельно возможных значений. При откачке паров из сосуда с жидким гелием давление паров над зеркалом снижается экспоненциально с уменьшением температуры. Количество откачиваемого гелия пропорционально давлению паров. Поэтому холодопроизводительность в процессе откачки также уменьшается экспоненциально с понижением температуры. Существует предельно низкое давление, при котором тепловой эффект испарения компенсирует только внешние теплопритоки, и дальнейшее понижение температуры жидкости оказывается невозможным. Минимальные температуры, которые получены методом откачки паров жидкого $^4$He, составляют примерно 0,5...0,6 К.

Трудности, обусловленные резким уменьшением упругости паров и наличием сверхтекучей пленки, делают этот метод применимым для получения низких температур практически только до 0,9...1 К. При откачке паров жидкого $^3$He, имеющего существенно большую упругость паров при одинаковой температуре и не образующего при этих температурах сверхтекучей пленки, можно получить температуру 0,3...0,4 К. Минимальная температура при откачке паров $^3$He составляет около 0,2 К.

Для получения более низких температур в непрерывном режиме применяют рефрижераторы растворения $^3$He–$^4$He (рис. 8.38). До создания рефрижераторов

растворения широко использовались методы адиабатного размагничивания парамагнетиков, которые обеспечивали импульсное (короткоцикловое) охлаждение. Тепловой эффект растворения $^3$He в $^4$He обусловлен тем, что парциальная энтальпия $^3$He в растворе больше, чем энтальпия чистого $^3$He, на величину теплоты, требующейся для растворения.

Весьма существенно также, что при $T < 0{,}87$ К смесь жидких изотопов гелия $^3$He и $^4$He спонтанно расслаивается: атомы сверхтекучего тяжелого изотопа $^4$He опускаются на дно, а более легкая фаза всплывает. В результате в ванне со смесью жидких $^3$He и $^4$He при $T < 0{,}87$ К более легкая верхняя фаза обогащается $^3$He, а нижняя (более тяжелая) – $^4$He. Если теперь из нижней фазы удалять проникающие туда атомы $^3$He, а в верхнюю фазу вводить $^3$He, то можно осуществить непрерывно процесс растворения $^3$He в $^4$He. В результате теплового эффекта этого процесса в адиабатных условиях температура в ванне будет понижаться, пока не наступит тепловое равновесие. Поскольку растворение осуществляется в сверхтекучем $^4$He, то иногда процесс растворения интерпретируется как своеобразное «испарение» $^3$He в сверхтекучем $^4$He.

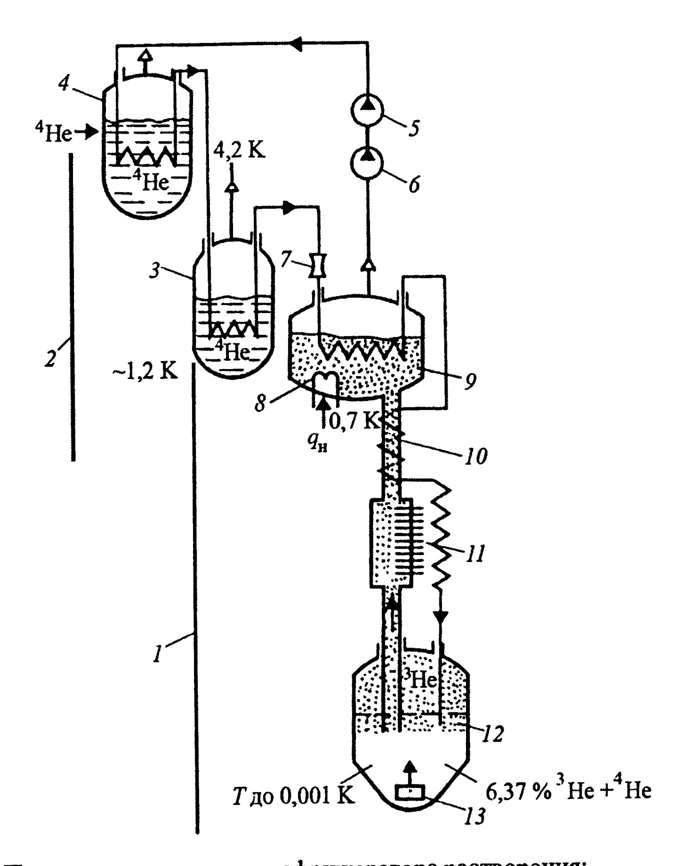



**Рис. 8.38.** Принципиальная схема рефрижератора растворения:
*1* – теплозащитный гелиевый экран; *2* – азотный экран; *3* – ванна с жидким гелием $^4$He (1,1...1,3 К); *5* – форвакуумный насос; *6* – пароструйный вакуум-насос; *7* – дроссель; *8* – нагреватель; *9* – ванна испарения (примерно 0,7 К); *10* и *11* – теплообменники; *12* – ванна растворения (до 0,001 К); *13* – охлаждаемый образец

Откачка $^3$He из нижней фазы, обогащенной $^4$He, оказывается возможной благодаря огромной разности упругости паров $^3$He и $^4$He. Так, при $T = 0{,}7$ K упругость пара $^3$He в 610 раз больше, чем упругость паров $^4$He, а при $T = 0{,}5$ K почти в 10 тыс. раз. Наконец, важнейшее свойство растворов $^3$He в $^4$He, позволяющее получать этим методом самые низкие температуры в стационарном режиме, заключается в конечной растворимости $^3$He в $^4$He при $T \to 0$ (предельная концентрация $^3$He в $^4$He составляет примерно 6,4 %). Поэтому и тепловой эффект проявляется при растворении вплоть до $T \to 0$.

Наиболее низкие температуры, полученные в рефрижераторах растворения, достигают 0,001 K. Так же как и в циклах холодильных и криогенных установок, в цикле рефрижератора растворения отвод теплоты вовне осуществляется в холодопроизводящих процессах, которыми в этом случае являются процессы охлаждения в ванне с жидким $^4$He (рис. 8.38) с температурой, примерно равной 4,2 K. Теплота от охлаждаемого образца (полезная нагрузка) передается в ванну растворения.

Циркуляция $^3$He обеспечивается системой вакуум-насосов: пароструйного *6* и форвакуумного *5*. Сначала $^3$He охлаждается в ванне *4* с жидким $^4$He до температуры около 4,3 K, затем до $T = 1{,}1...1{,}3$ K и конденсируется в ванне *3* с жидким $^4$He, кипящим под вакуумом. Дросселем *7* обеспечивается необходимое давление $^3$He для его конденсации. Если конденсация в ванне *3* происходит не полностью, то дроссель устанавливается после ванны испарения *9*. Дроссель обычно выполнен в виде капилляра определенной длины.

Ожиженный $^3$He проходит через теплообменники *10* и *11* и подается в ванну растворения *12*. Растворяясь в $^4$He и производя при этом тепловой эффект, в результате которого от охлаждаемого образца *13* может быть отведена теплота $q$, жидкий $^3$He обратным потоком через теплообменники *11* и *10* поступает в ванну испарения *9*. При этом атомы $^3$He движутся в среде жидкого сверхтекучего $^4$He под действием осмотического давления в линии обратного тока, обусловленного откачкой паров $^3$He насосами из ванны испарения *9*.

Благодаря большой разности в упругости паров $^3$He и $^4$He в ванне испарения при подводе теплоты $q_и$ и откачке паров испаряется в основном $^3$He (примерно на 90 %). Внешним нагревателем *8* регулируется количество испаряющегося $^3$He, т. е. в итоге холодопроизводительность рефрижератора. Азотный *2* и гелиевый *1* экраны обеспечивают тепловую защиту низкотемпературной аппаратуры от внешних теплопритоков.

## Процессы охлаждения с твердыми рабочими телами

Рассмотренные классические процессы получения холода основаны на использовании рабочего тела в газообразном или жидком состоянии. В циклах газ или жидкость совершает работу и над ними совершается работа, поэтому доминирующим является механическое взаимодействие.

Термодинамическая система, описывающая подобные взаимодействия, называется термомеханической системой. При использовании твердых тел эффекты охлаждения могут быть получены в термомагнитной и термоэлектрической системах. Первая описывает связь между тепловыми и магнитными взаимодействиями, вторая – между тепловыми и электрическими.

## Магнитное охлаждение

Для осуществления процесса охлаждения используются магнитоактивные материалы, намагниченность которых сильно зависит от величины приложенного внешнего поля. Наиболее распространенными являются парамагнетики.

Парамагнитное вещество можно рассматривать как систему магнитных диполей, обладающих собственным магнитным моментом и слабо взаимодействующих между собой. Векторы магнитных моментов диполей расположены хаотически, что обусловлено их слабым взаимодействием. Их можно перевести в упорядоченное состояние наложением внешнего магнитного поля. Причем сделать это можно только, если энергия колебаний решетки мала и не влияет на магнитную систему, т. е. при низких температурах, когда наблюдается ослабление таких взаимодействий.

Работа термомагнитной системы заключается в поляризации диполей при наложении внешнего магнитного поля $H$. При этом изменяется намагниченность $M$ материала и совершается работа

$$dL = -HdM.$$

В этом случае из первого и второго начал термодинамики можно записать

$$du = dq + HdM \quad \text{или} \quad du = Tds + HdM.$$

Таким же образом можно ввести магнитную энтальпию $e = u - HM$.

Определим изменение температуры магнетика при наиболее эффективном процессе охлаждения – изоэнтропном размагничивании. Используем соотношение $s = f(T, H)$ для процесса $s = \text{const}$:

$$ds = (\partial s / \partial T)_{\text{н}} dT + (\partial s / \partial H)_{\text{т}} dH = 0 \qquad (8.26)$$

или

$$(\partial T / \partial H)_s = -(\partial s / \partial H)_{\text{т}} / (\partial s / \partial T)_{\text{н}}. \qquad (8.27)$$

Для процесса $H = \text{const}$ из соотношения $Tds = C_{\text{н}} dT$ получим

$$(\partial s / \partial T)_{\text{н}} = C_{\text{н}} / T,$$

где $C_{\text{н}}$ – *теплоемкость парамагнитного вещества* при постоянной напряженности магнитного поля $H$ [Дж/моль · К].

Используя для магнитного вещества термодинамический потенциал Гиббса $\varphi = e - Ts = u - HM - Ts$ и определив его дифференциал $d\varphi = -sdT - MdH$, получим уравнение Максвелла для магнитной системы

$$(\partial s / \partial H)_{\text{т}} = (\partial M / \partial T)_{\text{и}}. \qquad (8.28)$$

Подставив выражения (8.27) и (8.28) в формулу (8.26), получим

$$\alpha_{\text{м}} = (\partial T / \partial H)_s = -(T / C_{\text{н}}) (\partial M / \partial T)_{\text{н}}.$$

Это уравнение по структуре сходно с подобным уравнением для процесса адиабатного расширения газа в термомеханической системе. Оно характеризует дифференциальный эффект процесса охлаждения. Если известны зависимости $C_{\text{н}} = f(T, H)$ и $M = f(T, H)$ или уравнение состояния парамагнитного вещества

$f(T, H, M) = 0$, то конечная температура, которая может быть получена в этом процессе, определяется как

$$\int_{T_{нач}}^{T_к} \frac{dT}{T} = -\int_{H_{max}}^{0} \frac{1}{C_H}\left[\frac{dM}{dT}\right]dH.$$

Уравнения состояния твердого тела в магнитном поле базируются на квантовой теории. Они сложны для инженерного использования и отличаются значительной погрешностью в силу принятых допущений. На практике чаще используют диаграммы состояния магнетиков, полученные эмпирическим путем. Зависимость $M = f(H, T)$ может быть задана как

$$M = CH / T, \tag{8.29}$$

где $C$ – постоянная Кюри, Дж · К /[(А/м$^2$) ч].

Это выражение носит название *закона Кюри* и является простейшим видом уравнения состояния парамагнитного вещества. Оно характеризует свойства «идеального» парамагнетика, являясь в некотором роде аналогом уравнения состояния идеального газа. Закон Кюри становится несправедливым при больших значениях $H / T$, т. е. при весьма низких температурах, поскольку при $T \to 0$ неограниченно возрастает намагниченность $M$. При малых значениях отношения $H / T$ до тех пор, пока соблюдается линейность зависимости $M = f(H / T)$, уравнение (8.29) справедливо и может быть использовано в инженерных расчетах.

Принцип магнитного охлаждения удобно проиллюстрировать диаграммой. На рис. 8.39 приведена типичная $TS$-диаграмма магнетика:

$$S = f(T)_{H=\max}; \quad S = f(T)_{H=\min}; \quad S = f(T)_{H=0}.$$

Предположим, что с помощью предварительного охлаждения рабочее тело достигло состояния $A$ с начальной температурой $T_{нач}$ в поле $H = 0$. Затем кристалл, находящийся в тепловом контакте с приемником теплоты при $T_{нач}$, изотермически намагничивается полем $H = \max$ – процесс $A$–$B$. При этом теплота намагничивания (аналог теплоты сжатия газа в компрессоре)

$$Q_{нам} = T_{нач}\,[S_{(H_{max},\,T_{нач})} - S_{(H_0,\,T_{нач})}]$$

и ей соответствует площадь $ABC''A''$. После установления равновесия с приемником теплоты рабочее тело адиабатически изолируется и размагничивается до значения $H = 0$ – процесс $B$–$C$. Конечная температура $T_к$ зависит от $H_{max}$ и характеристической температуры θ. В результате теплопритоков от источника теплоты или окружающей среды рабочее тело возвращается в точку $A$ – процесс $C$–$A$. Необходимая для этого теплота соответствует площади $ACC''A''$ и является холодопроизводительностью. Если

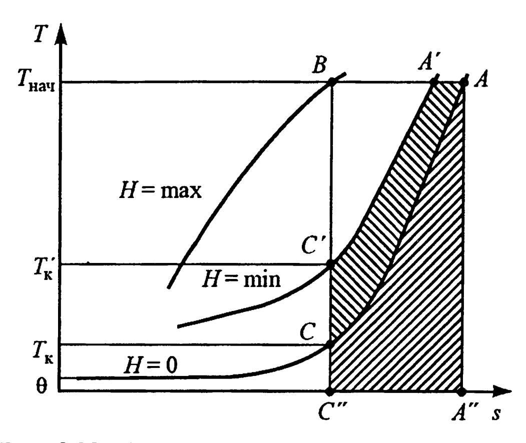



**Рис. 8.39.** Диаграмма состояния магнитного материала

процесс размагничивания прекратить при значении поля $H = \min$, то конечная температура $T'_к$ будет выше $T_к$, но существенно возрастет количество генерируемого холода, соответствующего площади $AA'C'C''A''$.

Первоначально были созданы охлаждающие устройства для достижения ультранизких температур с использованием однократного процесса размагничивания. Наименьшая температура, полученная данным методом, составила 0,001 К, а с использованием ядерного парамагнетизма ниже $10^{-6}$ К. Абсолютное значение изменения температуры в условиях магнитокалорического эффекта для большинства магнетиков редко превышает 20 К даже в сильных (до 10 Тл) полях, поэтому температурный перепад, получаемый в рефрижераторе однократного действия, ограничен.

Установлено, что ряд материалов на основе редкоземельных металлов имеет высокий МК-эффект в довольно широком диапазоне температур. МК-эффект проявляется в веществах с различной магнитной структурой и достигает максимальных значений при фазовых переходах. Для температур ниже 10 К – это сложные соли и ферриты-гранаты, для более высоких – это интерметаллиды, чистые редкоземельные металлы и их сплавы. На рис. 8.40 приведены экспериментальные данные, полученные в МГТУ им. Н.Э. Баумана и МГУ им. М.В. Ломоносова С.А. Никитиным, А.А. Жердевым и И.А. Архаровым, свидетельствующие о боль-

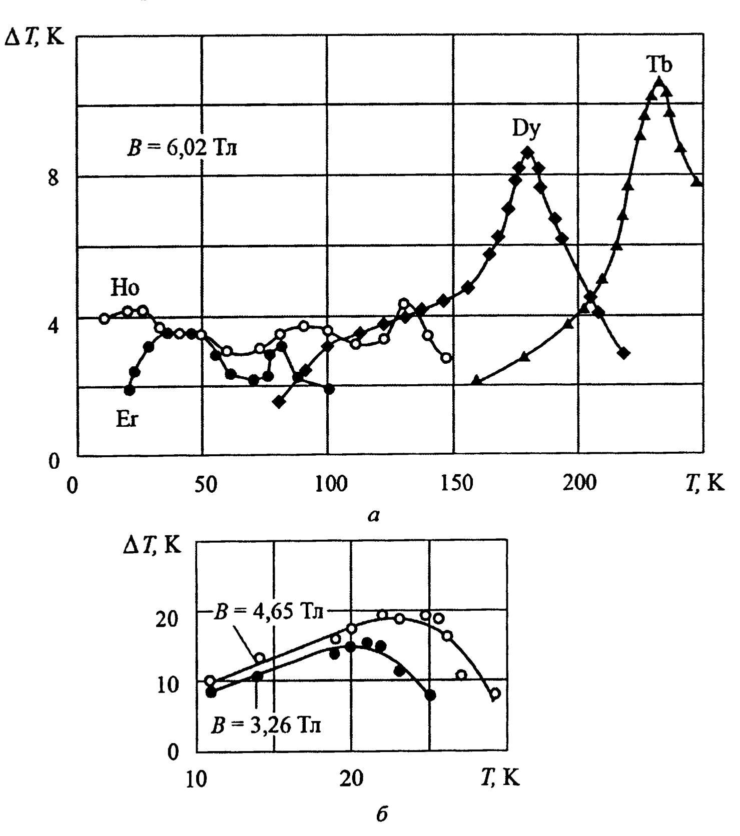



**Рис. 8.40.** Зависимость магнитокалорического эффекта различных материалов от температуры

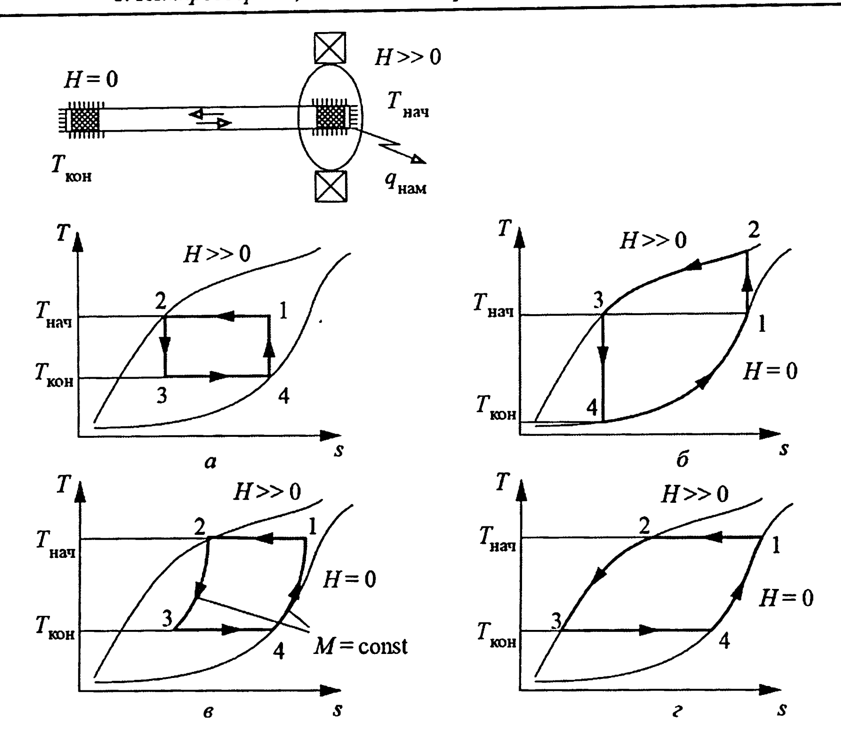



**Рис. 8.41.** Основные циклы магнитных рефрижераторов:
*а* – Карно; *б* – Брайтона; *в* – Стирлинга; *г* – Эрикссона

шом МК-эффекте для чистых редкоземельных металлов: тербия (Tb), диспрозия (Dy), гольмия (Ho) и эрбия (Er) в области температур от 250 до 20 K (рис. 8.40, *а*). Наибольшее практическое применение в магнитных рефрижераторах, работающих при температурах ниже 20 K, получил гадолиний-галлиевый гранат $Gd_3Ga_5O_{12}$ (ГГГ), МК-эффект для которого отражает зависимость, приведенная на рис. 8.40, *б*.

Дальнейшая разработка метода адиабатного размагничивания связана, в частности, с применением многоступенчатого процесса. Идея метода заключается в использовании нескольких последовательно соединенных образцов различных парамагнитных солей. Низкая температура, достигнутая при размагничивании первого образца, является начальной температурой для второго образца и т. д., а при размагничивании последнего достигается минимальная температура. Этот подход позволяет существенно расширить температурный диапазон магнитного охлаждения.

Очевидно, что только при помощи цикла можно осуществить непрерывный процесс охлаждения. На рис. 8.41 приведены основные виды циклов, которые иногда называют магнитными аналогами газовых и реализуются в магнитных рефрижераторах.

## Магнитные рефрижераторы

Прототипами первых циклических устройств явились конструкторские решения Эдисона и Тесла. В дальнейшем разработка магнитных рефрижераторов (МР) велась преимущественно по трем направлениям: достижение ультранизких темпе-

ратур; получение сверхтекучего гелия; создание систем реконденсации водорода и гелия.

Магнитные рефрижераторы можно классифицировать следующим образом: по рабочей области температур; по способу увеличения перепада температуры (с регенерацией теплоты, каскадные); по виду движения рабочего тела относительно магнитной системы (статические, возвратно-поступательные, роторные); по способу организации теплового контакта между рабочим телом и источником теплоты (с тепловыми ключами, промежуточным теплоносителем, механическим контактом и т. д.); по виду магнитной системы (с постоянным магнитом, электромагнитом, СП-магнитом).

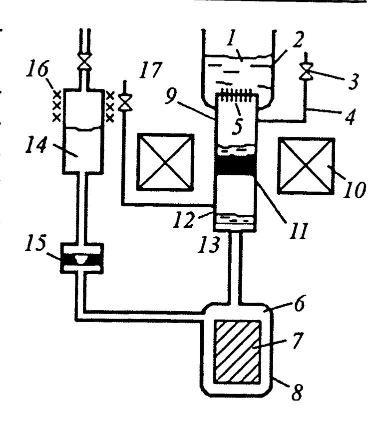



**Рис. 8.42.** Схема статического магнитного рефрижератора:
*1* – HeI (4,2 K); *2*, *8* – камера; *3*, *17* – вентили; *4* – соединительная линия; *5*,*13* – теплообменник; *6* – HeII (1,8 K); *7* – охлаждаемый объект; *9*, *12* – тепловая труба; *10* – СП-соленоид; *11* – рабочее тело; *14* – сосуд с HeII; *15* – клапан; *16* – изоляция

Примером конструкции статического МР может служить созданный в Японии рефрижератор, схема которого приведена на рис. 8.42. В МР данной конструкции теплообмен рабочего тела с источником и приемником теплоты осуществляется при помощи теплообменных камер (тепловых труб, заполненных гелием), соединенных с ванной *1* (HeI наверху) и ванной *8* (HeII внизу). HeI служит приемником теплоты, а HeII – источником. Магнитный рефрижератор работает по циклу Карно. До того как начнет действовать МР, происходит предварительное охлаждение нижней тепловой трубы через вентиль *17*. После достижения необходимой температуры вентиль перекрывается и включается магнитное поле. Теплота намагничивания передается гелию в камере *9*, причем теплообмен идет интенсивно, так как гелий испаряется, а пары конденсируются на теплообменнике *5*. После того как магнитное поле начинает уменьшаться, рабочее тело охлаждается почти адиабатно до тех пор, пока

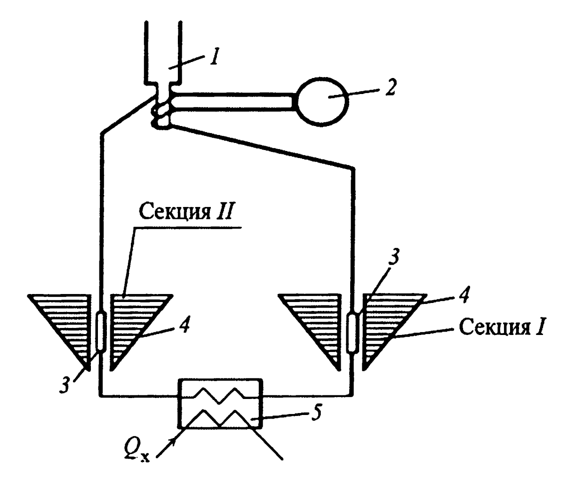



**Рис. 8.43.** Активный МР с реверсивной прокачкой теплоносителя:
*1* – приемник теплоты; *2* – реверсивный насос; *3* – насадки с рабочим телом; *4* – импульсные СП-магниты с конусной намоткой; *5* – объект охлаждения

насыщенные пары НeII в тепловой трубе *12* не начнут конденсироваться на его нижней поверхности. После этого размагничивание идет квазиизотермически. Теплообмен с гелием, находящимся сверху рабочего тела, замедляется, так как кипение прекращается, а теплопроводность пара Не мала (~ 2 · $10^{-5}$ Вт/м · К). Сконденсировавшиеся на рабочем теле насыщенные пары НeII через теплообменную поверхность *13* охлаждают камеру *8*.

Интересное конструкторское решение имеет статический регенеративный МР французского производства, разработанный А. Лаказом с сотрудниками (рис. 8.43). Активные регенераторы Лаказа в настоящее время считаются наиболее эффективными, так как имеют наиболее высокий градиент температуры по длине, между «теплым» и «холодным» концами. Одним из важных преимуществ активного регенератора является возможность изменения температуры в любой его точке за счет изменения поля. Они работают по циклу, близкому к циклу Карно. Реверсивный насос *2* качает промежуточный теплоноситель (жидкий или газообразный гелий) то в прямом, то в обратном направлениях через насадки *3*, выполненные из пористого парамагнетика, источник *5* и приемник *1* теплоты. Магнитная система состоит из двух конических импульсных СП-магнитов. За счет конусной намотки СП-магнитов на насадке возникает градиент напряженности магнитного поля, а следовательно, и градиент температуры. Поэтому, проходя через секцию *I*, поток охлаждается, а затем охлаждает источник *5* теплоты. После завершения теплообмена теплоносителя с источником *5* теплоты насос *2* прокачивает теплоноситель в обратном направлении, и теперь аналогично секции *I* работает секция *II*. Устройство предлагается использовать в температурных диапазонах 4,2...15 К и 278...301 К.

В качестве рабочего тела используется гадолиний-галлиевый гранат ($Gd_3Ga_5O_{12}$ – ГГГ) для температур 4,2...15 К и металлический гадолиний (Gd) для температур 278...300 К. Испытанный в Лос-Аламосской лаборатории МР такого типа позволил получить полезную мощность охлаждения 3 Вт при температуре 296 К.

Магнитный рефрижератор возвратно-поступательного типа (рис. 8.44), разработанный в США в 1985 г., стал базовой конструкцией многих современных моделей. Это рефрижератор двойного действия. В конструкции в качестве рабочих тел применены матрицы из ГГГ.

Использование двух матриц повышает эффективность теплосъема в каждом цикле в 2 раза, что обеспечивает непрерывный процесс охлаждения. Матрицы, расположенные в капсуле, приводимой в возвратно-поступательное движение штоком, разделены между собой твердой секцией, которая имеет изолирующую проточку для обеспечения герметичного

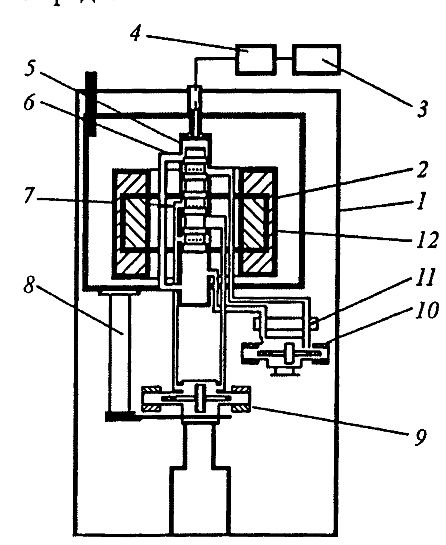



**Рис. 8.44.** Базовая схема возвратно-поступательного МР:
*1* – криостат; *2* –железное ярмо СП-соленоида; *3* – двигатель; *4* – магнитный тормоз; *5* – скользящее уплотнение; *6*, *7* – перепускные окна; *8* – тепловая труба (водород); *9*, *10* – магнитоприводные насосы; *11* – теплообменник; *12* – СП-соленоиды

скользящего контакта с внешним цилиндром. Стенка цилиндра выполнена с окнами, расположенными в двух газораспределительных контурах. Каждый матричный контейнер (обечайка матриц) имеет серию отверстий, которые расположены напротив окон в стенках внешнего цилиндра и позволяют проходить потоку гелия через парамагнитный материал, находящийся во внутренней полости капсулы. Газообразный гелий, проходя через матрицы, охлаждает их. В данной конструкции использованы два раздельных газовых насоса, расположенных в низко- и высокотемпературном контурах. По сравнению с первыми МР возвратно-поступательного типа, в данной конструкции уменьшены перетечки гелия по стенкам капсулы путем введения двух независимых насосов и повышена эффективность теплообмена благодаря применению пористых матриц. В 1988 г. прототип подобного рефрижератора, работающего по циклу Карно, был построен на кафедре «Криогенной техники» МВТУ им. Н.Э. Баумана И.А. Архаровым, аспирантом профессора В.И. Крутова.

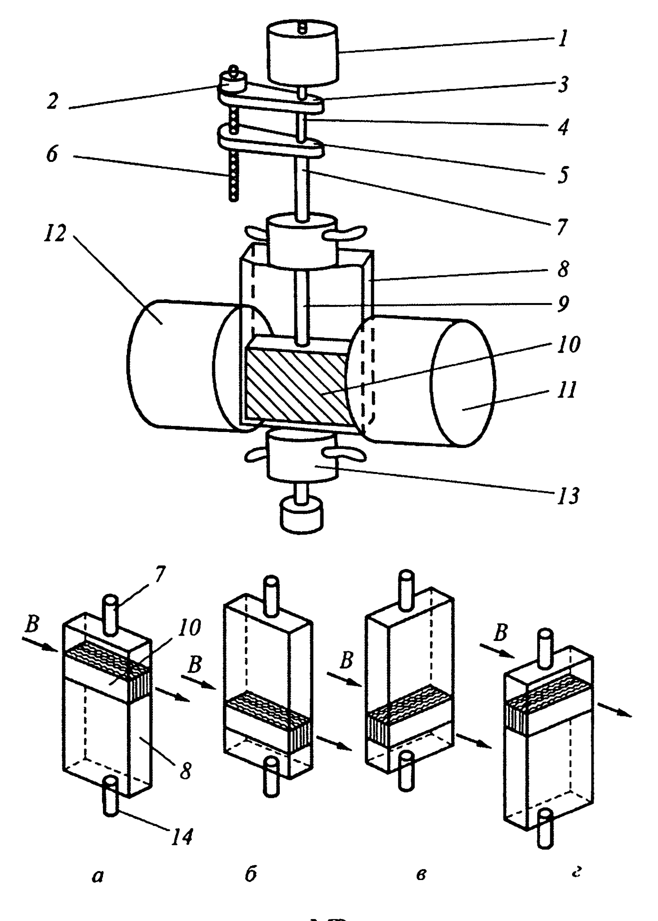



**Рис. 8.45.** Схема возвратно-поступательного МР:
*1* и *2* – приводные двигатели (вращения и движения соответственно); *3* и *5* – суппорты; *4* – шток; *6* – линейный преобразователь (винт); *7* – приводной шток регенерационной колонны; *8* – регенерационная колонна; *9* – шток; *10* – рабочее тело; *11* и *12* – СП-соленоиды; *13* – теплообменник; *14* – опора

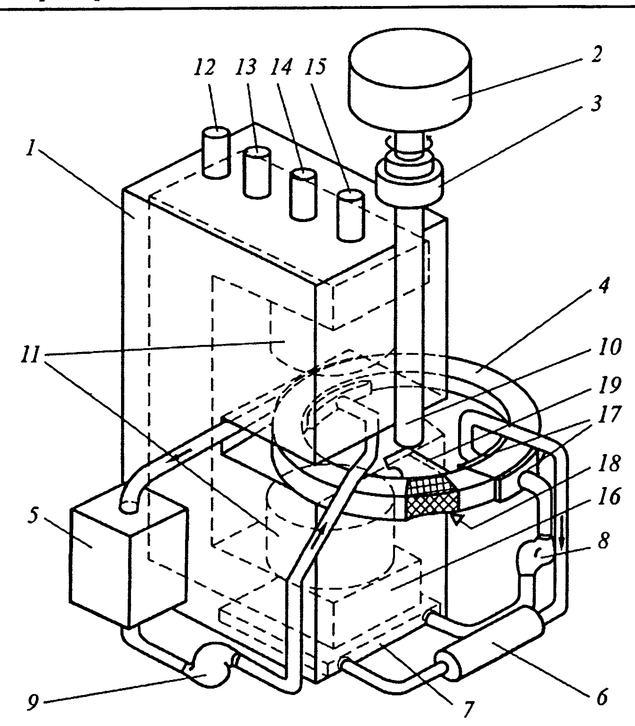



**Рис. 8.46.** Схема МР роторного типа:
*1* – криостат; *2* – двигатель; *3* – магнитный тормоз; *4* – рабочее колесо; *5* и *6* – теплообменники; *7* – объект охлаждения; *8* и *9* – насосы; *10* – шток; *11* – СП-магниты; *12* и *13* – патрубки заливки и откачки криостата; *14* и *15* – токовводы; *16* – железное ярмо; *17* – впускные окна; *18* – рабочее тело; *19* – диск с отверстиями

Идея соединения в одной конструкции вращательного и возвратно-поступательного движения рабочего тела в целях использования магнитной анизотропии магнетиков реализована в следующей конструкции МР (рис. 8.45). В поле СП-соленоида помещается рабочее тело, выполненное в виде пакета листов с промежутком между ними для прохода регенерационной жидкости. Рабочее тело, погруженное в регенерационную колонну, имеет возможность вращаться в магнитном поле, поворачиваясь плоскостью рабочего тела вдоль и поперек направления вектора магнитной индукции *B* (рис. 8.45, *а*–*г*). Благодаря размагничивающему фактору, зависящему от формы образца, намагниченность рабочего тела в положении, показанном на рис. 8.45, *а*, *б*, гораздо выше, чем в положениях, приведенных на рис. 8.45, *в*, *г*. Таким образом, если добавить к вращательному движению рабочего тела в магнитном поле возвратно-поступательное движение регенерационной колонны, можно организовать регенеративный магнитный цикл. Данное устройство предложено для получения HeII в нижней части колонны (регенерационная жидкость – жидкий HeI).

Конструкция роторного МР приведена на рис. 8.46. Магнитный рефрижератор рассчитан на работу в диапазоне 4...20 К для систем реконденсации HeI. В качестве рабочего тела используется ГГГ и в устройстве реализованы циклы Карно и Стирлинга. В криостат *1* помещена магнитная система, состоящая из двух СП-соленоидов *11*, соединенных железным ярмом *16*. На крышку криостата *1* выведены патрубки заливки, откачки криостата *12*, *13* и токовводы магнитной системы *14*

и *15*. В МР данной конструкции легко прослеживается два контура – «холодный» ($T \sim 4$ K) и «теплый» ($T \sim 20$ K). «Теплый» контур состоит из теплообменника *5*, насоса *9* и соединительных труб; «холодный» – из источника теплоты (объекта охлаждения) *7*, теплообменника *6*, насоса *8*. Интересно выполнена система прокачки теплоносителя через колесо *4*. На нем смонтирован диск *19* с отверстиями, которые расположены сегментами по длине кольца с рабочим телом (ГГГ) *18* и при вращении, совпадая с впускными окнами *17*, открывают доступ теплоносителя к рабочему телу. В другой фазе вращения поверхность диска *19* перекрывает окна *17* и рабочее тело движется в условиях, близких к адиабатным. Привод МР осуществляется от двигателя *2* через магнитный тормоз *3* и шток *10*. Частота вращения составляет 1 Гц. В данной конструкции применено насыпное рабочее тело. Колесо – это контейнер, засыпанный кристаллами ГГГ диаметром 0,5 мм, что обеспечивает хорошую пористость, а следовательно, и бóльшую поверхность теплообмена, чем у монолитного рабочего тела. Рефрижератор работал в температурном диапазоне 4,3...15 К и обеспечивал мощность охлаждения 0,66 Вт при частоте цикла 0,2 Гц.

Несмотря на то, что метод адиабатного размагничивания разрабатывался для получения низких и ультранизких температур, магнитное охлаждение может быть практически осуществлено вплоть до комнатных температур с использованием магнитоупорядоченного (ферромагнитного, антиферромагнитного, ферромагнитного) рабочего тела. Охладители с магнитоупорядоченными рабочими телами вызывают дополнительный интерес в связи с успехами в области высокотемпературной сверхпроводимости. Как представляется, вскоре будут созданы магнитные сверхпроводящие системы, обеспечивающие необходимые поля для работы охладителей без затрат дорогих криогенных жидкостей, таких, как гелий и водород. В этом случае они становятся сравнимы экономически с батареями Пельтье, превосходя их по эффективности и КПД.

## Термоэлектрическое охлаждение

В холодильной технике наибольшее практическое применение нашли два физических явления: – это эффекты Зеебека и Пельтье. *Эффект Зеебека* заключается в возникновении термоЭДС в цепи двух проводов *А* и *Б* из различных материалов, если их спаи (контакты) находятся при разных температурах $T_1$ и $T_2$ (рис. 8.47). Этот эффект положен в основу способа измерения температуры термопарами. *Обратный эффект Пельтье* заключается в изменении температур спаев двух проводников из разных материалов при пропускании по ним постоянного тока. Один из контактов нагревается, а другой – охлаждается. Эффекты Зеебека и Пельтье обращаемы, т. е. в первом при смене температур спаев изменится направление тока, а во втором при смене направления тока изменяются температуры спаев. Указанные эффекты малы практически для всех чистых металлов, в которых, например, изменение температуры (за счет эффекта Пельтье) не превышает 2...4 градусов при плотности тока до 100 А/мм$^2$. Поэтому реальное использование чистых металлов в генераторах холода проблематично. Бóльшими значениями изменения температуры отличаются специальные

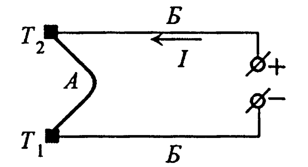



**Рис. 8.47.** Схема электрической цепи

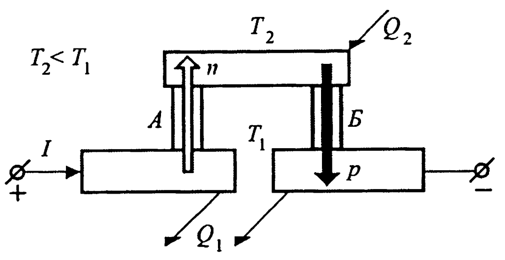



**Рис. 8.48.** Схема термоэлемента Пельтье

сплавы с различными видами проводимости – полупроводники. При сочетании полупроводников различных типов удается добиться значений перепадов температур в 50 и даже 80 градусов и получить работоспособный термоэлемент. На рис. 8.48 приведена схема такого термоэлемента.

Холодопроизводительность термоэлемента пропорциональна силе тока и может быть определена как

$$Q_2 = (\alpha_A - \alpha_Б)\, I\, T_2,$$

где $\alpha_{A,Б}$ – коэффициенты термоЭДС, зависящие от материала проводника, В/К; $I$ – ток, А; $T_2$ – начальная температура, К.

Поскольку электрический ток идет от холодного спая к горячему, то поток электронов движется в противоположную сторону. Следовательно, в горячем спае будет избыток электронов. Электрическая энергия переносится свободными электронами – носителями заряда. Таким образом, в полупроводниках «электронный газ» осуществляет перенос теплоты. Проводники бывают разных типов. Одни являются однополярными, другие – амбиполярными. К *однополярным* относятся проводники, в которых перенос электрической энергии осуществляется только одним видом зарядов: либо отрицательными (поток электронов) – проводники *n*-типа, либо положительными – проводники *p*-типа (поток дырок) (см. рис. 8.48). В амбиполярных проводниках перенос энергии осуществляется обоими видами зарядов.

Холодопроизводительность единичного термоэлемента мала и на практике используют термобатареи, состоящие из сотен и тысяч таких элементов (рис. 8.49). Для достижения весьма низких температур собирают каскад из нескольких термобатарей, последовательно охлаждающих одна другую. Полезная холодопроизводительность батареи зависит от количества термоэлементов и от потерь холода в системе. Основными потерями являются: потери от выделяющейся в проводни-

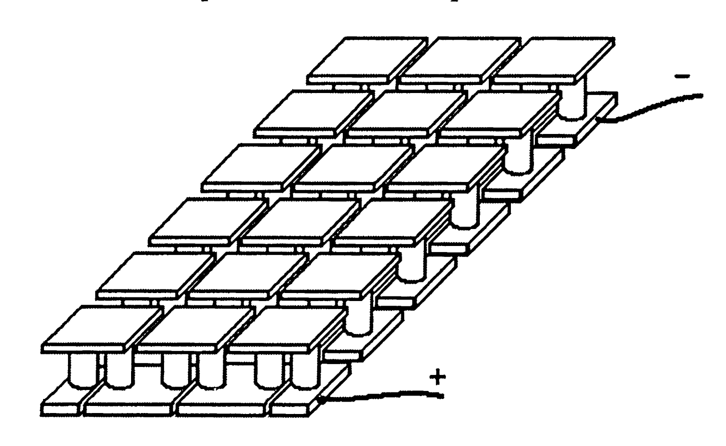



**Рис. 8.49.** Батарея термоэлементов

ке с током джоулевой теплоты, которая одинаково распределена между горячим и холодным участками,

$$Q_{дж} = 0{,}5I^2R,$$

где $R$ – электрическое сопротивление термоэлементов, Ом; *потери, обусловленные теплопроводностью* конструкции термоэлементов и батареи и возникающие в процессе выравнивания температур между горячим и холодным спаями,

$$Q_т = \sum_i (\lambda A/l)_i (T_1 - T_2),$$

где $\sum_i (\lambda\ A\ /\ l)_i$ – сумма проводимостей отдельных элементов; $\lambda$ – теплопроводность, Вт/(см · К); $l$ – длина ветви элемента Пельтье, см; $A$ – площадь сечения ветви, см$^2$; $T_1$ и $T_2$ – температуры горячего и холодного участков, К.

Таким образом, полезная холодопроизводительность батареи

$$Q_n = nQ_2 - Q_{дж} - Q_т = n\{eT_2I - [0{,}5I^2R + \sum_i(\lambda A/l)_i (T_1 - T_2)]\},$$

где $e = (\alpha_A - \alpha_Б)$ называют дифференциальной электродвижущей силой.

Электрическая мощность, потребляемая батареей,

$$P_э = n\ [e\ (T_1 - T_2)I + RI^2].$$

В табл. 8.3 для примера приведены значения дифференциальной электродвижущей силы $e$, электропроводности $\sigma$, теплопроводности $\lambda$ по отношению к меди.

*Таблица 8.3*

| Физические характеристики сплавов | 63 Pb / 37Te | 42 Bi / 58 Te | 58,28 Sb / 41,72 Zn | 38 Sb / 62Te |
|---|---|---|---|---|
| Дифференциальная электродвижущая сила $e$, В/К | – 174 | – 85 | + 117 | + 71 |
| Электропроводность $\sigma$, $10^3$ Ом$^{-1}$ · см$^{-1}$ | – 1,15 | 1,075 | 0,476 | 4,0 |
| Теплопроводность $\lambda$, Вт/(см · К) | 0,04 | 0,028 | 0,034 | 0,039 |

*Максимальный перепад температур,* который можно получить на термоэлементе при нулевой холодопроизводительности, определяется как

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{1 + \left[\frac{e_A - e_Б}{(\lambda_A/\sigma_A)^{0,5} + (\lambda_Б/\sigma_Б)^{0,5}}\left[\frac{T_1 + T_2}{2}\right]^{0,5}\right]^2},$$

где $\sigma_A$ и $\sigma_Б$ – электропроводности ветвей $A$ и $Б$. Электрическое сопротивление элемента Пельтье можно вычислить по формуле

$$R = R_A + R_Б = \frac{l_A}{\sigma_A A_A} + \frac{l_Б}{\sigma_Б A_Б}.$$

Очевидно, что эффективный термоэлемент Пельтье должен отличаться большой дифференциальной электродвижущей силой $e$, хорошей электрической проводимостью $\sigma$ для ослабления эффекта Джоуля и снижения потерь $Q_{дж}$, или, другими словами, малым электрическим сопротивлением, низким коэффициентом теплопроводности $\lambda$ для снижения потерь $Q_т$.

Для оценки эффективности термоэлемента используют коэффициент качества $z$, также называемый критерием эффективности или коэффициентом добротности:

$$z = \frac{e^2 \sigma}{\lambda}.$$

Как уже отмечалось, для термоэлементов лучше всего подходят полупроводники, потому что для них величина $e^2$ максимальна. Оптимальными на сегодняшний день сплавами для положительной ветви термоэлемента являются теллурид сурьмы $Sb_2Te_3$ и теллурид висмута $Bi_2Te_3$, а для отрицательной ветви – теллурид висмута и селенид висмута $Bi_2Se_3$. С помощью этих сплавов можно получить разность температур 60 K. Однако их характеристики сильно зависят от химической чистоты соединения, что связано с многочисленными технологическими трудностями. К трудностям следует отнести и получение спаев этих материалов.

По сравнению с газовыми холодильными циклами батареи Пельтье имеют ряд преимуществ: отсутствуют движущиеся части (нет износа и шума); более высокие значения удельной (на единицу массы рабочего вещества) холодопроизводительности; простота и плавность регулирования холодопроизводительности с помощью управления протекающим током.

В настоящее время созданы батареи Пельтье с холодопроизводительностью 1 кВт, но их применение остается ограниченным, в основном, в силу дороговизны их изготовления и эксплуатации в обычных условиях.

В России выполнено особенно много фундаментальных исследований в области термоэлементов, и впервые в 1960 г. созданы бытовые термоэлектрические холодильники. Сегодня многие отечественные и зарубежные фирмы, например Norge (США), ASK (Германия) и другие, выпускают термоэлектрические охладители, однако их применение экономически малоэффективно, и пока наблюдается, главным образом, в космической, медицинской и другой специальной технике, а также в автомобильных и бытовых рефрижераторах малой мощности.

## РАЗДЕЛ III

# ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ И СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Глава 9

# ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

## 9.1. Основные типы электростанций

*Электрическая станция* – предприятие или установка, вырабатывающая электроэнергию путем преобразования других видов энергии.

Электрические станции вырабатывают электрическую и тепловую энергию для нужд народного хозяйства страны. В зависимости от источника энергии различают тепловые электростанции (ТЭС), гидроэлектрические станции (ГЭС), атомные электростанции (АЭС) и др. К ТЭС относятся конденсационные электростанции (КЭС) и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ). В состав электростанций, обслуживающих крупные промышленные и жилые районы, как правило, входят КЭС, использующие органическое топливо и не вырабатывающие тепловой энергии наряду с электрической. ТЭЦ в отличие от КЭС наряду с электроэнергией производят горячую воду и пар для нужд теплофикации. АЭС преимущественно конденсационного типа используют энергию ядерного топлива.

Одной из основных характеристик электростанций является установленная мощность, равная сумме номинальных мощностей электрогенераторов и теплофикационного оборудования. Номинальная мощность – это наибольшая мощность, при которой оборудование может работать длительное время в соответствии с техническими условиями.

Электроэнергия, вырабатываемая электростанциями указанных типов, называемых иногда турбинными электростанциями, составляет примерно 98 % суммарной электроэнергии, производимой электростанциями страны. Остальная мощность обеспечивается электростанциями с дизельными и другими двигателями.

ТЭС и АЭС входят в состав топливно-энергетического комплекса сложной многокомпонентной топливно-энергетической системы, состоящей из предприятий топливодобывающей, топливоперерабатывающей промышленности, транспортных средств доставки топлива от места добычи потребителям, предприятий переработки топлива в удобный для использования вид, систем распределения энергии между потребителями, утилизации отходов используемого топлива.

Топливные ресурсы страны расходуются потребителями после соответствующего преобразования в виде электроэнергии, высокопотенциальной (900...2100 К) теплоты для энергоемких процессов промышленности, горячей воды и пара для промышленной и бытовой теплофикации, а также в виде топлива для транспорта. Каждая из перечисленных форм потребления энергии требует приблизительно 1/4 добываемого первичного топлива.

Топливно-энергетический комплекс является важнейшей структурной составляющей экономики, ключевым фактором обеспечения жизнедеятельности населения и производительных сил. Топливно-энергетический комплекс играет основополагающую роль в обеспечении энергетической безопасности, основными объектами которой являются человеческая личность и юридические атрибуты государственного устройства.

В недрах России сосредоточено 12 % мировых запасов угля, 13 % нефти, 36 % природного газа, которых достаточно для обеспечения потребностей страны и экспорта в сопредельные государства. Общее потребление первичных энергоносителей в России составляет 30,4 ЭДж в год (в мире – 440 ЭДж), для производства электроэнергии используется 30,4 % первичных энергоносителей. В электроэнергетике России (1999 г.) доля газовой составляющей ~ 65 %, а в Европейской части – более 73 %. Резервным топливом КЭС и ТЭС является мазут. Увеличение доли природного газа и мазута в энергообеспечении привело к улучшению экологической обстановки в крупных промышленных центрах, снижению потребностей в инвестициях.

В то же время ведущие газовые месторождения Западной Сибири (Медвежье, Уренгойское, Ямбургское), обеспечившие в 1999 г. 72 % добычи газа в России, выработаны более чем наполовину и к 2020 г. обеспечат лишь 19 % (~ 600 млрд м$^3$/год) сегодняшней добычи. Необходимо освоение новых удаленных месторождений. Добыча нефти стабилизировалась на уровне около 300 млн т/год. Степень выработки рентабельных запасов на разрабатываемых месторождениях превысила 50 %, доля трудноизвлекаемых запасов достигла ~ 60 %, а прирост разведанных запасов не компенсирует текущую добычу нефти.

Вследствие исчерпания дешевых ресурсов в нефтегазовом комплексе России прогнозируется рост цен на газ (табл. 9.1).

*Таблица 9.1*

| Год | Годовая добыча, млрд м$^3$ | Цена добычи, долл./тыс. м$^3$ | Отпускная цена, долл./тыс. м$^3$ |
|---|---|---|---|
| 2005 | 600 | 10 | 30 |
| 2010 | 600<br>750 | Нет данных | 40...48<br>47...56 |
| 2020 | 600<br>750 | 18...30 | 54...60<br>60...70 |

Платежеспособный внутренний спрос на газ в прогнозируемый период не достижим, поэтому в ближайшие годы необходима «дегазификация» электроэнергетики, расширение использования альтернативных газу и нефти видов топлива: угля, ядерной энергии, возобновляемых энергоресурсов, а также расширенное использование потенциала энергосбережения путем создания высокоэффективного оборудования, производящего и потребляющего энергоресурсы.

## Тепловые электростанции

***Тепловая электростанция*** – электростанция, преобразующая химическую энергию топлива в электрическую энергию и теплоту.

Технологический процесс преобразования энергии основного рабочего тела ТЭС осуществляется в теплоэнергетическом оборудовании, связанном между собой в соответствии с тепловой схемой. Все теплоэнергетическое оборудование ТЭС по отдельным стадиям технологического процесса подразделяют на котельную, паротурбинную и конденсационную установки, конденсатно-питательный и теплофикационный (для ТЭЦ) тракты. Тепловые схемы ТЭС непрерывно совершенствуются в целях повышения КПД и снижения удельного расхода топлива. Достигается это следующим образом:

использованием высокой температуры (813...838 К) и соответствующего этой температуре оптимального давления (23,5 МПа) свежего пара. Дальнейшее повышение температуры ограничено не только условиями прочности материалов, но и началом термической диссоциации воды, приводящей к появлению в теплоносителе атомарных кислорода и водорода, вызывающих коррозию и охрупчивание сталей;

применением оптимального по технико-экономическим показателям конечного давления пара (3...4 кПа) в паротурбинной установке. Уменьшение вакуума в конденсаторе приводит к росту термического КПД паротурбинной установки. Например, снижение давления от 4 до 3 кПа соответствует росту КПД примерно на 2 %. В то же время необходимое для снижения давления в конденсаторе увеличение кратности циркуляции или снижение $\delta T$ приводит к росту поверхности конденсатора, мощности системы охлаждения. Поэтому оптимальное давление в конденсаторе находят в результате технико-экономического анализа. Кроме отмеченных факторов, в технико-экономическом анализе учитывают влияние давления в конденсаторе на работу последних ступеней турбины: увеличение удельного объема пара и связанную с этим необходимость в больших проходных сечениях (длинных лопатках) или возрастающие потери с выходной скоростью. Для мощных турбин ТЭС давление в конденсаторе выбирают не ниже 3,5 кПа;

использованием промежуточного перегрева пара оптимальных параметров повышают термическую экономичность цикла и уменьшают конечную влажность пара в последних ступенях паровой турбины. Температура промежуточного перегрева пара обычно принимается равной температуре перегрева свежего пара, а давление – 0,15...0,25 давления свежего пара;

применением регенеративного подогрева питательной воды котла паром из отборов паротурбинной установки, что снижает расход пара и безвозвратные потери теплоты в конденсаторе;

использованием оптимальных схем отпуска теплоты на теплофикацию.

Принципиальная тепловая схема КЭС приведена на рис. 9.1, *а*. Полученный в котле *1* свежий пар направляется в часть *2* турбины высокого давления, расширяется здесь и возвращается для перегрева в котел. Пар после промежуточного перегрева в котле *1* поступает в часть *3* турбины низкого давления, отработавший пар направляется в конденсатор *4*. Из конденсатора конденсатным насосом *5* конденсат подается в регенеративный подогреватель низкого давления (ПНД) *6*, а затем в деаэратор *7*, который предназначен для дегазации воды и состоит из деаэратной колонки и питательного бака. Питательный насос *8* подает конденсат (питательную воду) в регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД) *9* и котел *1*. В подогреватели *6* и *9* пар для подогрева поступает из частей соответственно низкого и высокого давления турбины. Пар одного из отборов части *3* турбины низкого давления используется для термической деаэрации конденсата.

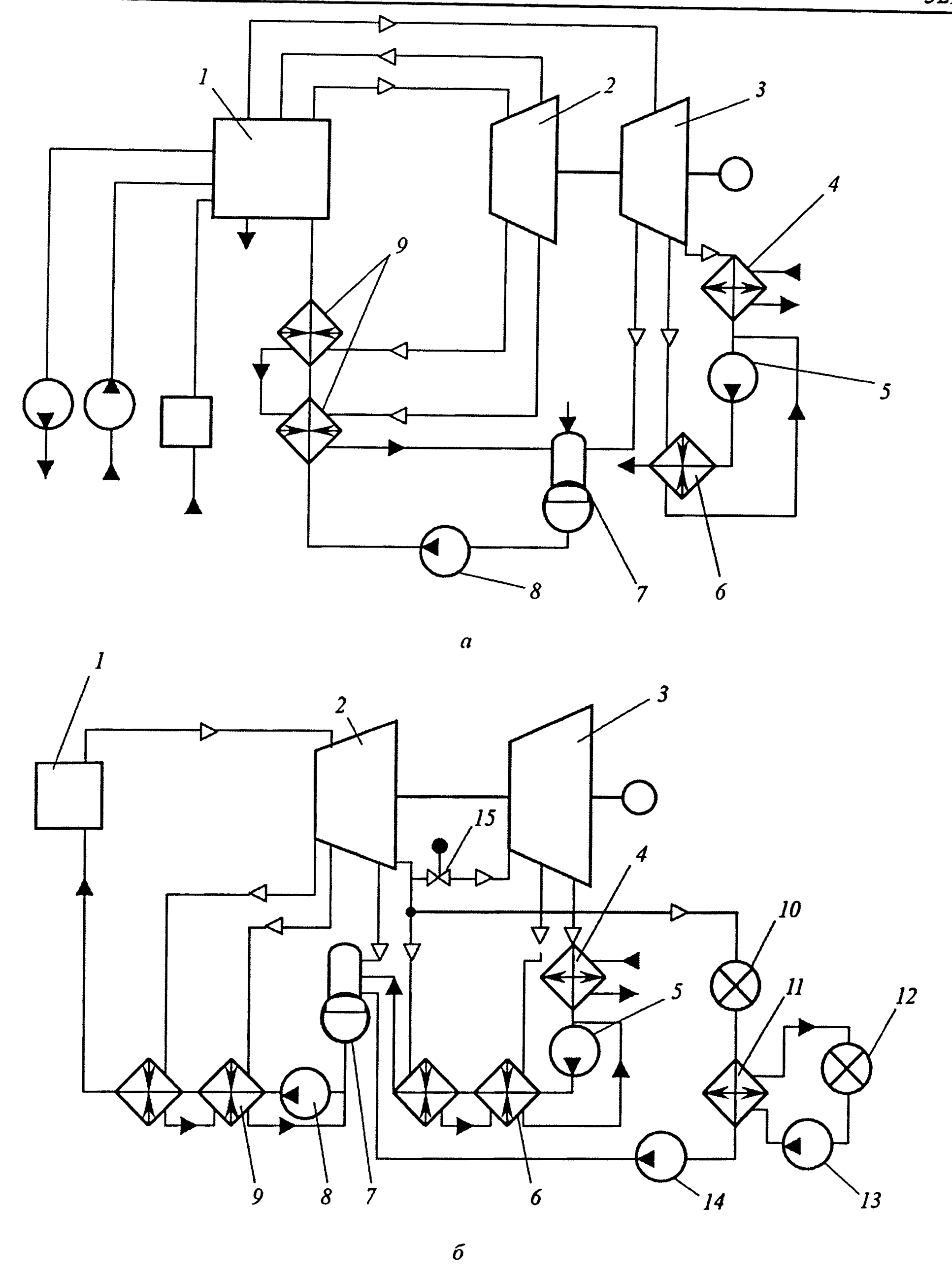



**Рис. 9.1.** Принципиальная тепловая схема ТЭС:
*а* – КЭС; *б* – ТЭЦ

Тракт от конденсатора до питательного бака деаэратора называют конденсатным, а от деаэратора до котла – питательным.

Как видно из рис. 9.1, *а*, пароводяной тракт КЭС является замкнутым, что обусловлено очень высокими требованиями к чистоте рабочего тела (теплоносителя),

вызванными процессами образования накипи в котле, коррозией материалов и другими причинами. Только при возврате практически всего теплоносителя в котел необходимая чистота теплоносителя может быть обеспечена с экономически приемлемыми затратами.

Внутренние потери пара и воды обусловлены неплотностями в соединительных фланцах, предохранительных клапанах, лабиринтных уплотнениях валов турбины, топочных форсунках. Большая составляющая потерь воды – периодическая и непрерывная продувка котла, заключающаяся в сливе части теплоносителя из объема котла. Внутренние потери пара и воды на КЭС не должны превышать 0,8...1,1 %, что обеспечивается широким использованием сварных соединений, эксплуатационными мероприятиями. Значение продувки определяется солевым балансом котла

$$M_{пр} = (c_{п.в} - c_{п})/(c_{пр} - c_{п.в}),$$

где $c_{п.в}$, $c_{пр}$ и $c_{п}$ – солесодержание (массовая концентрация соли) соответственно питательной, продувочной воды и пара.

Качество питательной воды нормируется правилами технической эксплуатации в зависимости от типа котла и давления пара. Для котла с естественной циркуляцией и давлением пара более 10 МПа $c_{п.в} = 5 \cdot 10^{-6}$, для прямоточного котла любого давления $c_{п.в} = 3 \cdot 10^{-6}$. Солесодержание продувочной воды, равное солесодержанию воды котла, зависит от типа котла, давления пара, используемых сепараторов и устанавливается теплотехническими испытаниями.

Солесодержанием пара при определении значения продувки обычно можно пренебречь. Значение продувки не должно превышать 0,5...3 % расхода питательной воды и зависит от качества добавочной воды, подаваемой в деаэратор *7*. Меньшим продувкам соответствует восполнение потерь дистиллятом, для получения которого добавочную воду испаряют, а затем конденсируют. Содержащиеся в добавочной воде растворимые минеральные соли в образующийся пар практически не переходят. Потери воды при больших продувках восполняются химически очищенной водой. Уменьшение тепловых потерь с продувочной водой достигается соответствующей системой регенерации ее теплоты.

Если в частях контура, находящихся под избыточным давлением, происходят утечки пара и воды, то в трактах и агрегатах, находящихся под разрежением, создаваемым конденсатором (последние ступени турбины, отборы и подогреватели), происходит присос воздуха в питательную воду. Содержащиеся в воздухе кислород и углекислота являются агрессивными примесями, приводящими к коррозии металла. Правила технической эксплуатации ограничивают содержание кислорода в питательной воде до 20 мг/кг при давлении 4...10 МПа и 10 мг/кг при давлении свыше 10 МПа, содержание углекислоты для соответствующих диапазонов давлений не превышает соответственно 5...10 и 2...7 мг/кг. Газ из воды удаляется в процессе термической деаэрации (дегазации) в деаэраторе *7*. Рабочее давление в деаэраторе выбирают равным 0,6...0,8 МПа, что позволяет использовать пар отборов повышенного давления (1...1,2 МПа) и сократить число ПВД по сравнению с использовавшимся ранее атмосферным деаэратором (давление 0,1...0,11 МПа).

Принципиальная тепловая схема ТЭЦ приведена на рис. 9.1, *б*. Пар из котла *1* поступает в часть *2* турбины высокого давления, после которой разветвляется на

два потока: один направляется в часть *3* турбины низкого давления, другой – в теплофикационный тракт – к тепловому потребителю *10* или паропреобразователю *11*. Отношение расходов пара по потокам изменяется регулирующим клапаном *15* в соответствии с графиками нагрузок. Тепловой потребитель *10* получает теплоту от рабочего тела ТЭЦ, что неприемлемо, например, для удаленных потребителей. В этом случае отобранный для целей теплофикации пар поступает в теплообменник-паропреобразователь *11*, где производится вторичный пар, направляемый потребителю *12* теплофикационным насосом *13*. Для обеспечения внешнего потребителя горячей водой вместо паропреобразователя устанавливаются пароводяные подогреватели – сетевые подогреватели (бойлеры). Конденсат отобранного пара возвращается в контур ТЭЦ дренажным насосом *14*.

Схемы теплоснабжения потребителей, использующие непосредственно рабочее тело контура, называют открытыми; использующие паропреобразователь или бойлер – закрытыми. Соответственно различают ТЭЦ, работающие по открытой или закрытой схеме. Пар, расширяющийся в части *3* турбины низкого давления, конденсируется в конденсаторе *4* и конденсатным насосом *5* направляется в регенеративные подогреватели низкого давления *6*, деаэратор *7*, далее питательным насосом *8* в подогреватели высокого давления *9* и котел *1*.

Разветвленная система теплофикационных трубопроводов ТЭЦ вызывает увеличение до 1,5...1,8 % допустимых внутренних утечек в соответствии с правилами технической эксплуатации. Нормы качества питательной воды для ТЭЦ и КЭС практически совпадают.

Общим элементом любой ТЭС является конденсационная установка (рис. 9.2), основное назначение которой – поддержание необходимого разрежения в выпускном патрубке *1* турбины, а следовательно, и в объеме конденсатора *2*. На поверхностях труб *3*, по которым проходит охладительная вода, происходит конденсация пара. Конденсат стекает в нижнюю часть корпуса и конденсатным насосом *4* направляется к деаэратору. Для создания и поддержания необходимого вакуума в конденсаторе применяется пароструйный эжектор *7*, работающий на паре отбора или свежем паре *6*. Эжектор обеспечивает непрерывное удаление из корпуса паровоздушной смеси *5*, т. е. осуществляет также частичную дегазацию образующегося конденсата.

Охлаждающая вода, воспринимая теплоту конденсации, увеличивает свою температуру от $T_{ох1}$ до $T_{ох2}$ (рис. 9.3). Необратимые потери при теплообмене приводят к температуре конденсации $T_к = T_{ох2} + \delta T$, которая в соответствии с тепловым балансом конденсатора $D_к (h_к - h'_к) = D_в c_{ох} (T_{ох2} - T_{ох1})$ может быть представлена в виде

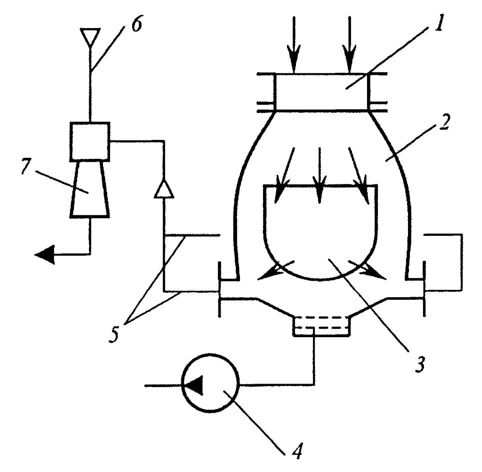



**Рис. 9.2.** Схема конденсационной установки

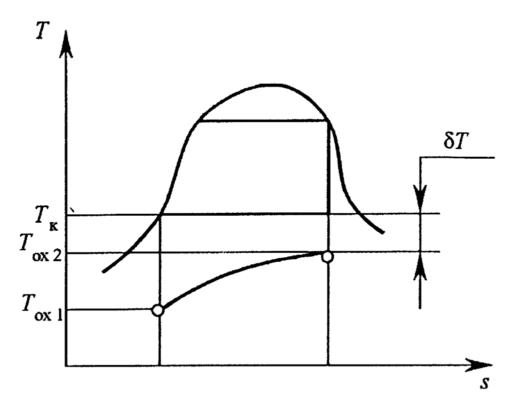



**Рис. 9.3.** Процессы конденсации пара и нагрева охлаждаемой воды в $sT$-диаграмме

$$T_к = T_{ох1} + D_к(h_к - h'_к)/D_в c_{ох} + \delta T = T_{ох1} + (h_к - h'_к)/(c_{ох} m) + \delta T,$$

где $D_к$ – расход пара в конденсаторе, кг/ч; $D_в$ – расход охлаждающей воды, кг/ч; $h_к$ и $h'_к$ – энтальпия соответственно пара после турбины и конденсата за конденсатором, кДж/кг; $c_{ох}$ – средняя теплоемкость охлаждающей воды в диапазоне температуры $T_{ох1} - T_{ох2}$, кДж/(кг · К); $m = D_в/D_к$ – кратность охлаждения.

Таким образом, температура и давление в конденсаторе зависят от температуры охлаждающей воды, кратности охлаждения и влажности пара перед конденсатором, определяющей разность $h_к - h'_к$, дополнительного перепада температур $\delta T$, принимаемого обычно равным 3...5 К (иногда до 10 К). Для оценки значения $T_к$ можно принять теплоту парообразования при давлении 3...5 кПа, равной 2430 кДж/кг, а влажность пара перед конденсатором – 9 %. Тогда $h_к - h'_к$ = 2210 кДж/кг, и с учетом теплоемкости охлаждающей воды $c_{ох}$ = 4,178 кДж/(кг · К),

$$T_к = T_{ох1} + 529/m + \delta T.$$

По известной зависимости между температурой конденсации и давлением конденсации (рис. 9.4) можно получить зависимость давления $p_к$ в конденсаторе от кратности охлаждения (рис. 9.5). Увеличение кратности охлаждения $m$ приблизительно более 80 нецелесообразно, так как при этом теоретически возможный вакуум в конденсаторе уменьшается очень мало. Поэтому обычно кратность охлаждения ограничивается значением 50...60.

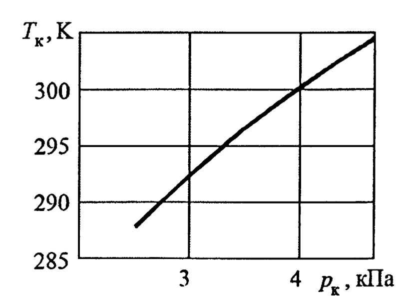



**Рис. 9.4.** Зависимость температуры $T_к$ насыщения от давления $p_к$ в конденсаторе

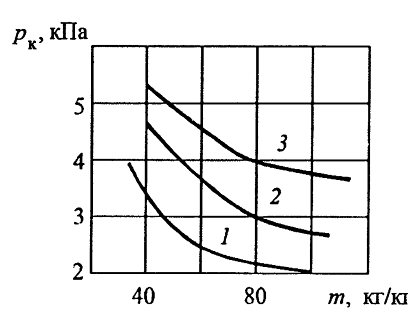



**Рис. 9.5.** Зависимость давления $p_к$ в конденсаторе от кратности охлаждения при $\delta T$ = 3 К: *1* – $T_{ох1}$ = 283 К; *2* – $T_{ох1}$ = 288 К; *3* – $T_{ох1}$ = 293 К

## Атомные электростанции

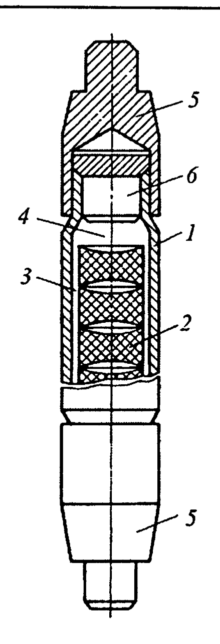



**Рис. 9.6.** Конструктивная схема стержневого твэла контейнерного типа

***Атомная электростанция*** – электростанция, в которой ядерная энергия преобразуется в электрическую.

Основным элементом АЭС является ядерный реактор – источник энергии. Теплоноситель реактора (насыщенный, перегретый пар или гелий) достаточно высоких параметров можно использовать непосредственно в качестве рабочего тела паро- или газотурбинной установки (одноконтурная схема АЭС). В реакторе с водой под давлением, гелием с умеренной температурой или расплавленным натрием теплота теплоносителя передается рабочему телу паротурбинной установки в специальных теплообменных аппаратах, что приводит к двух- или трехконтурным схемам АЭС.

***Ядерные реакторы.*** В ядерном реакторе под действием свободных нейтронов осуществляется управляемая цепная реакция деления тяжелых ядер (ядерного топлива). Свободными называют два-четыре нейтрона, входящих ранее в состав разделившегося ядра. Среди тяжелых ядер различают делящиеся нуклиды $U^{235}$, $Pu^{239}$, $U^{233}$ и воспроизводящие сырьевые нуклиды $U^{238}$, $Th^{232}$. Первые способны делиться нейтронами любых энергий, вторые – нейтронами высоких энергий. Из делящихся нуклидов лишь $U^{235}$ имеется в природной смеси изотопов, $Pu^{239}$ и $U^{233}$ получают из воспроизводящих нуклидов $U^{238}$ и $Th^{232}$ при захвате последними свободных нейтронов.

***Ядерное топливо*** – делимый ядерный материал, загружаемый в ядерный реактор для осуществления ядерной реакции.

Ядерное топливо (делящиеся и воспроизводящие нуклиды) помещают в ядерный реактор обычно в оболочке из материала, слабо поглощающего нейтроны. Соответствующая конструкция получила название тепловыделяющего элемента (твэла).

Наиболее распространены контейнерные стержневые твэлы энергетических реакторов (рис. 9.6). Оболочка *1* и торцовые заглушки *6* таких твэлов образуют герметичную полость, в которой размещены таблетки ядерного топлива *2* обычно в виде химического оксидного соединения $UO_2$, $PuO_2$, $ThO_2$, обладающего высокой термической, химической и радиационной стойкостью. Зазор *3* между оболочкой и таблетками заполняется средой с высокой теплопроводностью (гелием, натрием), что снижает температуру ядерного топлива, а полость *4* обеспечивает умеренное повышение давления газообразных продуктов деления (криптона, ксенона) под оболочкой. Концевые детали *5* служат для крепления твэлов в группы (десятки и сотни единиц) – тепловыделяющие сборки, которые состоят из твэлов, установленных по концентрическим окружностям или правильным треугольным или квадратным решеткам.

При большой относительной длине твэлов (до нескольких метров, диаметр $\sim10^{-2}$ м) их крепление в промежуточных сечениях осуществляется дистанционирующими решетками.

Область реактора, в которой размещены твэлы и происходит основная часть реакций деления, называется активной зоной. При облучении твэлов нейтронами уменьшается концентрация первоначально загруженных в них делящихся нуклидов, но увеличивается количество вновь образовавшихся делящихся нуклидов из воспроизводящих. Скорости указанных процессов количественно характеризуются коэффициентом воспроизводства (КВ), определяемым отношением числа нейтронов, захватываемых в единицу времени без деления в воспроизводящих нуклидах, к числу нейтронов, поглощаемых за то же время с делением и без деления в делящихся нуклидах. При КВ > 1 происходит расширенное воспроизводство делящихся нуклидов из воспроизводящих, что дает возможность поставить на службу атомной энергетике все природные ресурсы $U^{238}$ и $Th^{232}$. Значение КВ зависит от спектра нейтронов, распределения свободных нейтронов в диапазоне энергий от соответствующей тепловому равновесию с ядрами материалов реактора (0,025 эВ при 300 К) до энергии нейтронов деления (в среднем ~ 2 МэВ). Наиболее высокий КВ достижим при спектре нейтронов, близком к спектру нейтронов деления, который реализуется в реакторах на быстрых нейтронах. Снижение энергии нейтронов до теплового уровня возможно при введении в активную зону замедлителя – материала с малым атомным номером, хорошо рассеивающего, но слабо поглощающего нейтроны (графит, вода, тяжелая вода, бериллий, органические соединения), что достигается в реакторе на тепловых нейтронах.

В настоящее время основными типами реакторов для АЭС являются следующие:

водо-водяные реакторы на тепловых нейтронах с водяным теплоносителем и замедлителем, давление теплоносителя в которых (7,0...16 МПа) воспринимается корпусом (корпусные реакторы). Производят недогретую до температуры насыщения воду (реакторы с водой под давлением, ВВЭР) или насыщенный пар (кипящие реакторы, ВК);

графитоводные канальные реакторы на тепловых нейтронах с графитовым замедлителем и водным теплоносителем, давление теплоносителя в которых (7,0 МПа) воспринимают отдельные трубчатые каналы, производящие насыщенный пар (РБМК);

быстрые натриевые реакторы с натриевым теплоносителем, имеющим низкое давление (1,0 МПа), воспринимаемое корпусом, производящие недогретый до температуры насыщения натрий, эффективные для воспроизводства делящихся нуклидов (РБН);

газоохлаждаемые реакторы на тепловых нейтронах с теплоносителем диоксидом углерода или гелием, давление которого (2...5 МПа) воспринимается корпусом; замедлителем газоохлаждаемых реакторов является графит (ГР, ВТГР).

Корпусный реактор ВВЭР (рис. 9.7) с водным (некипящим) теплоносителем и замедлителем предназначен для получения нагретой воды с давлением ~ 16 МПа, температурой до 600 К. Давление теплоносителя воспринимают корпус *9* и съемная крышка *1* корпуса. В верхней части корпуса находятся патрубки входа *6* и выхода *4* теплоносителя. В корпусе размещена корзина *11* активной зоны с опорной плитой *13*, на которую устанавливаются сборки *10* с твэлами, поджимаемые сверху плитой *7*, опирающейся на кольцо *8*, и цилиндр *3*.

Вода из патрубков *6* опускается в нижнюю часть корпуса по кольцевому зазору между корпусом и корзиной активной зоны, охлаждая радиационную защиту корпуса *12*. Перетеканию воды во входные патрубки *4* препятствует разделительное кольцо *5*.

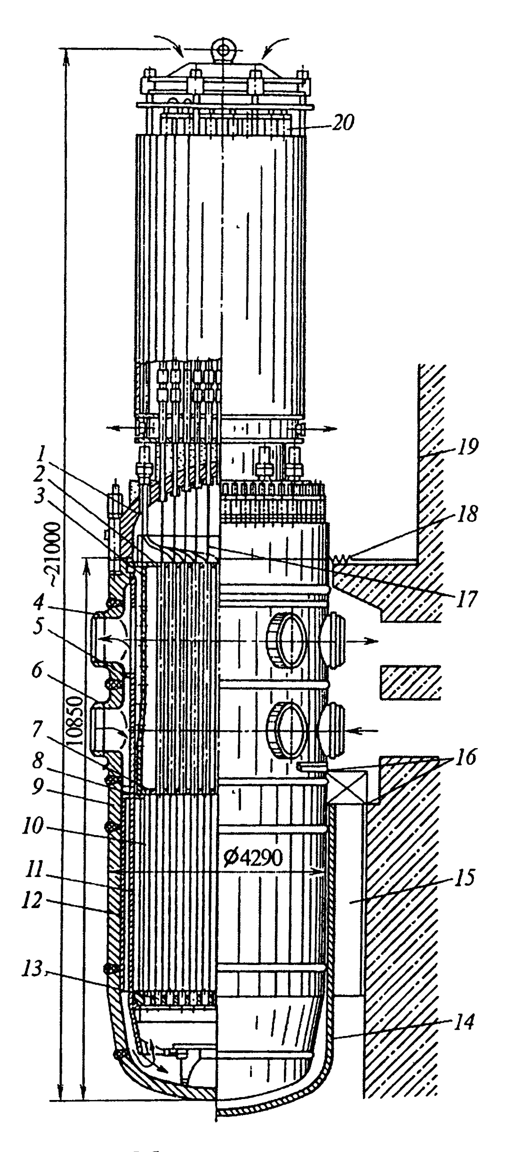



**Рис. 9.7.** Общий вид реактора ВВЭР-1000

Из нижней части корпуса вода поступает в сборки *10* активной зоны, нагревается здесь на 20...40 К и через отверстия в прижимном цилиндре *3* отводится в патрубки *4*. Трубы *2* над активной зоной являются направляющими для штанг *17* приводов *20* органов системы управления и защиты (СУЗ), регулирующих скорость реакции деления в активной зоне. Реактор крепится в бетонной шахте *19* опорной конструкцией *16*. Нижняя часть корпуса теплоизолирована чехлом *14* и окружена кольцевым слоем радиационной защиты *15* из воды или чугуна. Пространство вокруг корпуса реактора закрыто кольцевым уплотняющим листом *18*.

Перегрузка сборок производится при остановке реактора, съем крышки *1* и извлечение элементов конструкции, закрывающих доступ к верхним частям сборок, осуществляются специальной перегрузочной машиной.

Канальный реактор РБМК кипящего типа с графитовым замедлителем и водным теплоносителем предназначен для получения насыщенного пара с давлением ~ 7 МПа. Сборки с тепловыделяющими элементами в этом реакторе размещены в технологических каналах с внутренним диаметром 80 мм, которые воспринимают давление и организуют восходящий вертикальный поток теплоносителя.

Технологические каналы проходят через графитовую кладку замедлителя – собранные в колонны блоки с осевыми цилиндрическими отверстиями. Технологические каналы и графитовая кладка создают активную зону *1* (рис. 9.8), заключенную в герметичную полость, образованную цилиндрическим кожухом и опорными нижней и верхней металлоконструкциями. Для предотвращения окисления графита и улучшения отвода теплоты от него к технологическим каналам зазоры полости заполнены смесью гелия (40 массовых процентов) и азота. Активная зона окружена верхней *11*, боковой *7* и нижней *3* биологическими защитами, снижающими интенсивность излучения на всех режимах работы до допустимых по санитарным нормам значений.

Циркуляция теплоносителя через активную зону осуществляется главными циркуляционными насосами *6*, которые подают воду к напорному коллектору *4* и далее по индивидуальным трубопроводам *2* к технологическим каналам. Пароводяная смесь из каналов (среднее паросодержание 15 %) по трубопроводам *10* поступает в барабаны-сепараторы *9*. После сепарации пар направляется к турбинам, а питательная вода смешивается с возвращаемой из сепараторов водой и по всасывающим водяным коллекторам *5* поступает в главные циркуляционные насосы *6*.

Ядерное топливо, заключенное в сборку, перегружается на работающем реакторе с помощью разгрузочно-загрузочной машины *12*. В установившемся режиме работы на реакторе мощностью 1000 МВт в сутки перегружается одна-две сборки. Реактор оснащен многочисленными системами контроля технологических параметров, в частности, системой контроля герметичности оболочек твэлов в каждом технологическом канале *8*. Обработка поступающей информации производится автоматизированной системой контроля.

Реактор БН-600 (рис. 9.9) с теплоносителем в виде расплавленного натрия выполнен по интегральной компоновке: в корпусе реактора размещены активная зона и технологическое оборудование контура отвода теплоты от активной зоны. Корпус реактора состоит из цилиндрического бака *3* диаметром 12,8 м с эллиптическим днищем *1* и конической верхней частью *9*. Цилиндрический бак соединен с эллиптическим днищем через опорное кольцо *2*, передающее нагрузку через катковые опоры *17* на фундамент. На нем установлен опорный пояс *4* (металлоконструкция коробчатого типа, воспринимающая нагрузку от всех внутрикорпусных узлов), на котором закреплена напорная камера *16* со смонтированными над ней сборками *6*. В центральной части сборок *5* (активной зоне) находится ядерное топливо с высо-

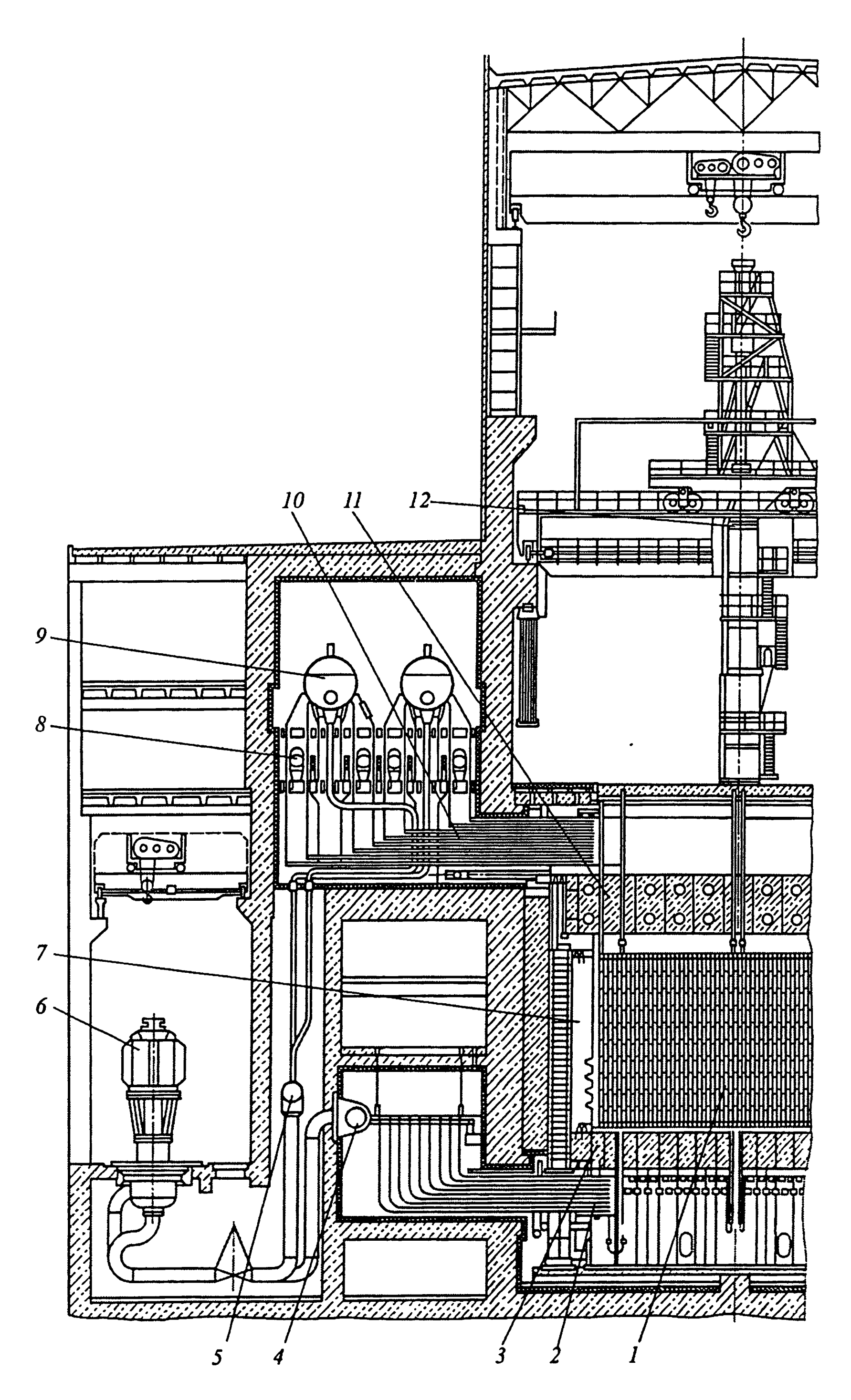



**Рис. 9.8.** Общий вид реактора РБМК-1000

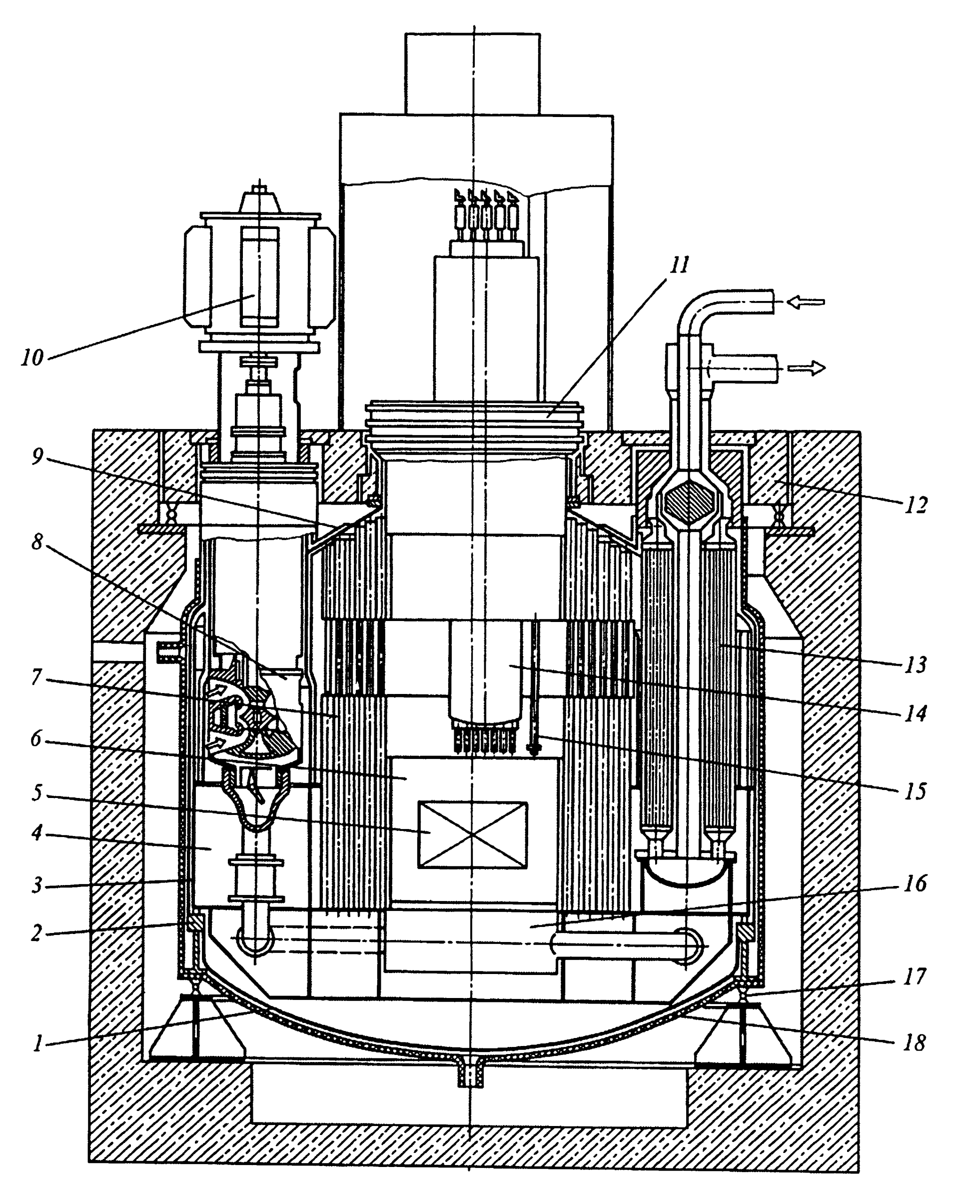



**Рис. 9.9.** Общий вид реактора БН-600

кой концентрацией делящихся нуклидов. На периферии расположены сборки с воспроизводящими нуклидами. Активная зона имеет внутрикорпусную защиту *7*, за которой расположены циркуляционный насос *8* натрия с электроприводом *10* и промежуточный теплообменник (натрий – натрий) *13*, с помощью которого теплота ядерных реакций отводится к рабочему телу системы преобразования энергии.

Из насоса *8* натрий по трубопроводам поступает в напорную камеру *16* и из нее распределяется между активной зоной (основной расход) и внутрикорпусной защитой. Небольшая часть расхода используется для охлаждения корпуса. Подогре-

тый от 650 до 823 К в активной зоне натрий через отверстия во внутрикорпусной защите поступает к теплообменнику *13* и сливается через межтрубное пространство теплообменника в нижнюю часть корпуса, откуда вновь всасывается циркуляционным насосом *8*. Пространство над уровнем натрия в корпусе заполнено аргоном под давлением 0,14 МПа.

Верхняя часть корпуса реактора закрыта бетонной защитой *12*, в которой расположены поворотные пробки *11* с механизмами *15* перегрузки сборок и механизмами *14* СУЗ. Поворотные пробки расположены эксцентрично оси активной зоны, что обеспечивает наведение механизма *15* перегрузки на любую сборку. Перегрузка производится при погашенной цепной реакции деления, но без разгерметизации внутренней полости реактора. Снаружи корпус реактора закрыт страховочным кожухом *18*, обеспечивающим сохранение уровня натрия под поверхностью активной зоны при разгерметизации корпуса. Пространство между корпусом и страховочным кожухом используется для разогрева корпуса перед заполнением его натрием.

***Принципиальные схемы АЭС.*** Принципиальная схема АЭС с водо-водяным реактором ВВЭР (см. рис. 9.7) приведена на рис. 9.10. В корпусе реактора *1*, заполненного водой под давлением (поддерживается компенсатором объема), содержится активная зона *2*, омываемая движущимся вертикально вверх потоком теплоносителя. Подогретая на 20...40 К при прохождении через активную зону, но не догретая до насыщения вода циркуляционным насосом *3* первого контура направляется в парогенератор *4*, в котором передает свою теплоту теплоносителю второго контура. Паротурбинная установка включает в себя часть *5* турбины высокого давления, сепаратор-пароперегреватель *6*, часть *7* турбины низкого давления, конденсатор *8*, конденсатный насос *9*, подогреватель низкого давления *10*,

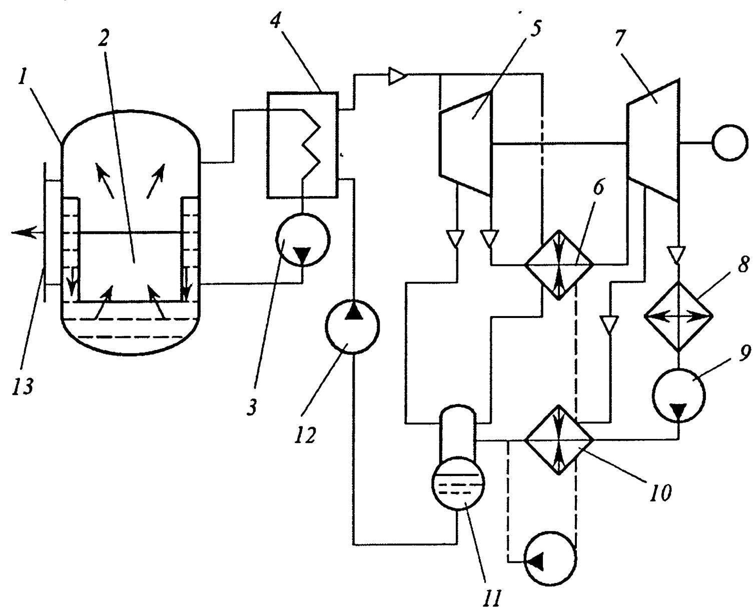



**Рис. 9.10.** Принципиальная схема АЭС с реактором ВВЭР

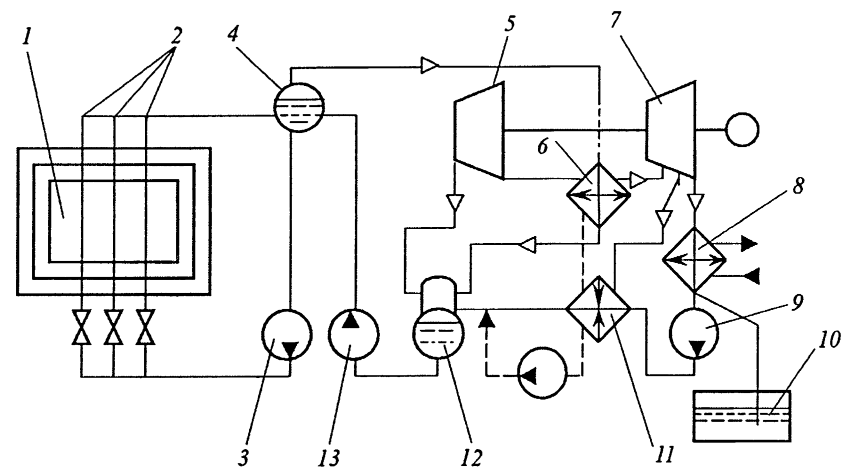



**Рис. 9.11.** Принципиальная схема блока АЭС с реактором РБМК-1000

деаэратор *11*, питательный насос *12*. Реакторы ВВЭР мощностью 440 и 1000 МВт имеют соответственно шесть и четыре парогенератора и две турбоустановки, а следовательно, шесть или четыре петли первого контура. На рис. 9.10 показана схема только одной петли. Объединение расхода пара от других петель (поз. *13)* происходит перед частью турбины высокого давления.

Принципиальная схема блока АЭС с графитоводным канальным реактором РБМК-1000 (см. рис. 9.8) приведена на рис. 9.11. Контур охлаждения активной зоны *1* реактора состоит из двух идентичных петель (на рис. 9.11 показана одна). Различают контур охлаждения реактора и контур рабочего тела турбоустановки. Контур охлаждения состоит из рабочих (технологических) каналов *2*, содержащих твэлы, четырех главных циркуляционных насосов *3* и двух барабанов-сепараторов *4*, соединенных коллекторами и трубопроводами. Расход теплоносителя через каждый технологический канал можно регулировать специальным вентилем. Пар из барабанов-сепараторов с давлением 6,59 МПа, температурой 557 К и влажностью не более 0,1 % направляется к быстроходной паровой турбине *5* мощностью 500 МВт.

Перегретый пар направляется в часть *7* турбины низкого давления, где расширяется до давления 0,004 МПа при влажности 7 %. Конденсат из конденсатора *8* насосом *9* направляется в подогреватель *11* низкого давления, деаэратор *12* и питательным насосом *13* возвращается в контур циркуляции теплоносителя ядерного реактора.

Первый контур АЭС с реактором БН-600 (см. рис. 9.9) расположен в корпусе реактора *1* (рис. 9.12) и включает в себя активную зону *2*, циркуляционный насос *5*, теплообменник *4* первого контура. Все элементы первого контура расположены под уровнем натрия *3*, отделенного от крышки корпуса слоем газа. Здесь применена интегральная компоновка, которая отличается от петлевой, когда насос и теплообменник первого контура расположены вне корпуса реактора. В реакторе БН-600 имеется три петли первого контура. Второй контур АЭС образован теплообменником *4*, циркуляционным насосом *6* и парогенератором *7*. Давление теплоносителя второго контура (натрия) несколько больше, чем первого, что препятствует утечке

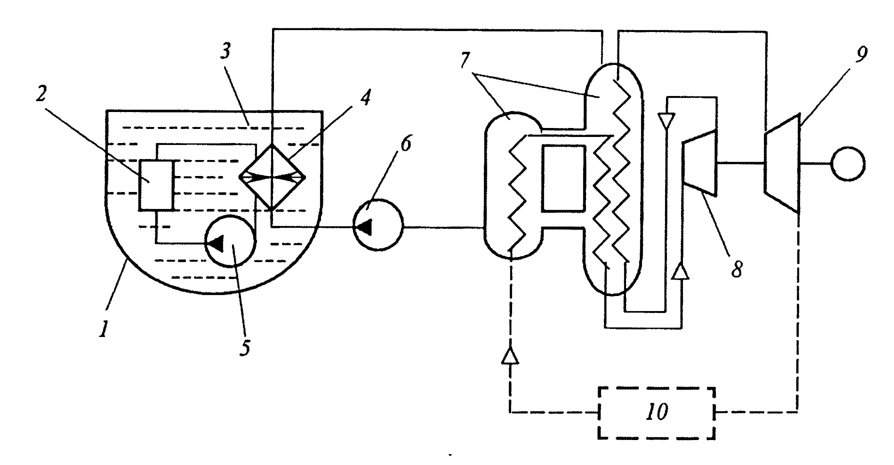



**Рис. 9.12.** Принципиальная схема АЭС с реактором БН–600

радиоактивного натрия из первого контура во второй. Теплоноситель второго контура передает теплоту активной зоны рабочему телу третьего контура – воде и водяному пару. В третьем контуре используется паротурбинная установка с промежуточным перегревом пара между частями высокого *8* и низкого *9* давления, традиционными конденсатным и питательным трактами *10*.

Применение трехконтурных установок на АЭС с реакторами типа БН исключает попадание воды в активную зону реактора.

Эксплуатация АЭС показывает, что конструкции твэлов и всего оборудования первого контура обеспечивают надежную локализацию активности. Активация водного теплоносителя обусловлена активацией атомов кислорода и продуктов коррозии или примесей, имеющихся в теплоносителе. В связи с этим необходимо предъявлять особо высокие требования к качеству конденсата и герметичности первого контура.

В процессе эксплуатации принимаются специальные меры по снижению уровня радиоактивного загрязнения оборудования путем дезактивации оборудования, трубопроводов, помещений водными растворами кислот, щелочей, органических растворителей. Жидкие радиоактивные отходы АЭС (главным образом загрязненная вода) подвергаются специальной очистке, после чего возвращаются в замкнутый контур станции. Газообразные радиоактивные отходы (радиоактивные газы и аэрозоли) подлежат специальной очистке в фильтрах, камерах выдержки перед удалением их в атмосферу через вентиляционные трубы высотой более 100 м. Твердые отходы АЭС в специальных контейнерах транспортируются в хранилища отработавшего ядерного топлива.

После гашения цепной реакции деления тепловыделение в активной зоне продолжается за счет радиоактивного распада продуктов деления (остаточное тепловыделение). Поэтому необходимо охлаждать активную зону во все периоды эксплуатации реактора, в том числе и при возможных отказах систем циркуляции теплоносителя. Эта особенность АЭС учитывается введением дублирования систем питания ответственных агрегатов, их резервированием.

## Электростанции с газотурбинными и комбинированными установками

Газотурбинные установки применяют для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты. Например, установка ГТ-50-800 (рис. 9.13) электрической мощностью 50 МВт и температурой газов перед турбиной 1073 К, имеющая КПД 33,5 %, отпускает потребителям теплоту в количестве 294 ГДж/ч. Атмосферный воздух, сжатый в компрессоре *3* низкого давления (за ступенью 0,25 МПа, 553 К), поступает в воздухоохладитель *4*, уменьшающий температуру до 308 К, затем сжимается в компрессоре *5* среднего давления, проходит вторую ступень воздухоохладителя *6* и в компрессоре *7* высокого давления сжимается до давления 1,8 МПа при температуре 433 К.

В регенераторе *11* за счет теплоты уходящих газов воздух подогревается до 643 К и подается в камеру сгорания *9* высокого давления. После турбины *8* высокого давления продукты сгорания (давление 0,63 МПа, температура 853 К) подаются в камеру сгорания *12* низкого давления; сжигание дополнительного топлива повышает их температуру до 1043 К. Из турбины *13* низкого давления газы поступают в регенератор *11* (температура на входе 713 К) и подогреватели *10* воды. Турбоустановка выполнена двухвальной. Мощность турбины высокого давления используется для привода двух ступеней компрессора. Турбина низкого давления *13* приводит генератор *14*. Пуск ГТУ осуществляется пусковыми двигателями *1* через редукторы *2*. Подогреватели *4*, *6* и *10* обеспечивают теплофикационную нагрузку.

Газотурбинные установки, предназначенные для покрытия пиковых нагрузок, имеют более простую схему по сравнению с ПТУ, что при некотором снижении КПД позволяет существенно уменьшить капитальные затраты. Установка, показанная на рис. 9.14, – двухвальная: на одном валу размещены компрессор *1* высокого давления и турбина *3* высокого давления; на другом – турбина *5* и компрессор *6* соответственно низкого давления и генератор *8*. Камеры сгорания *2* и *4* расположены соответственно перед турбинами высокого и низкого давления, охладители

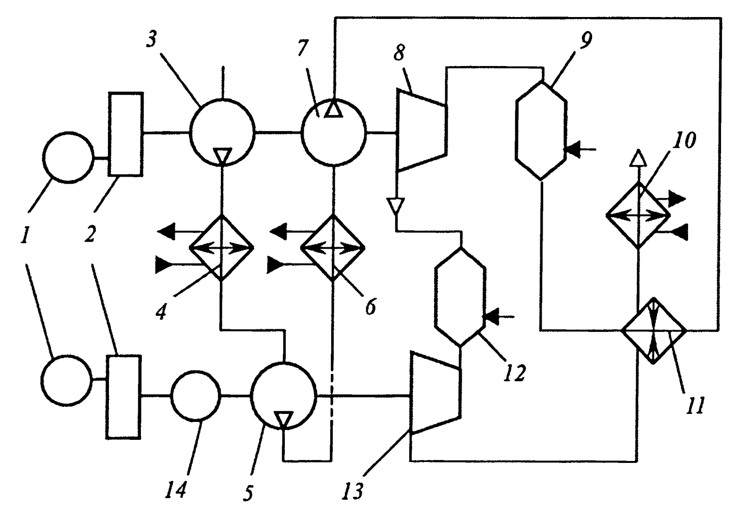



**Рис. 9.13.** Принципиальная схема установки ГТУ-50-800-ХТЗ

воздуха *7* и продуктов сгорания *9* обеспечивают отбор теплоты на теплофикацию; КПД установки равен 28 %.

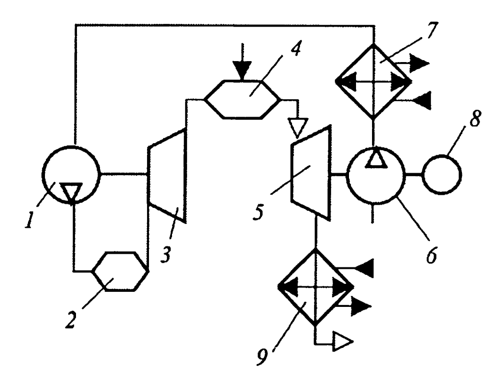



**Рис. 9.14.** Принципиальная схема установки ГТУ-100-750-ЛМЗ

Среди разнообразных схем более эффективных парогазовых установок, главным образом с бинарным циклом, следует выделить установки с высоконапорным (рис. 9.15, *а*) и низконапорным (рис. 9.15, *б*) котлами.

В установке, показанной на рис. 9.15, *а*, необходимый для горения воздух подается в котел *1* компрессором *10*; продукты сгорания расширяются в газовой турбине *11* и используются для подогрева питательной воды в экономайзере *8*. Основное количество теплоты рабочему телу паровой турбины *2* передается в котле *1* при максимальном давлении газовой среды цикла. Конденсатно-питательный тракт ПТУ традиционен и включает в себя конденсатор *4*, насос *5*, деаэратор *6* и питательный насос *7*. Электрическая мощность установки является суммой мощностей генераторов *3* и *9* соответственно парового и газового циклов.

В установке, показанной на рис. 9.15, *б*, подвод теплоты к газовому циклу происходит при высоком давлении за компрессором *10* в камере сгорания *12*, а к паровому – при низком давлении за газовой турбиной *11* в котле *1*. Топливо подводится как в камеру сгорания, так и в котел. При одной и той же максимальной температуре цикла перед газовой турбиной (923...1123 К) КПД установки с вы-

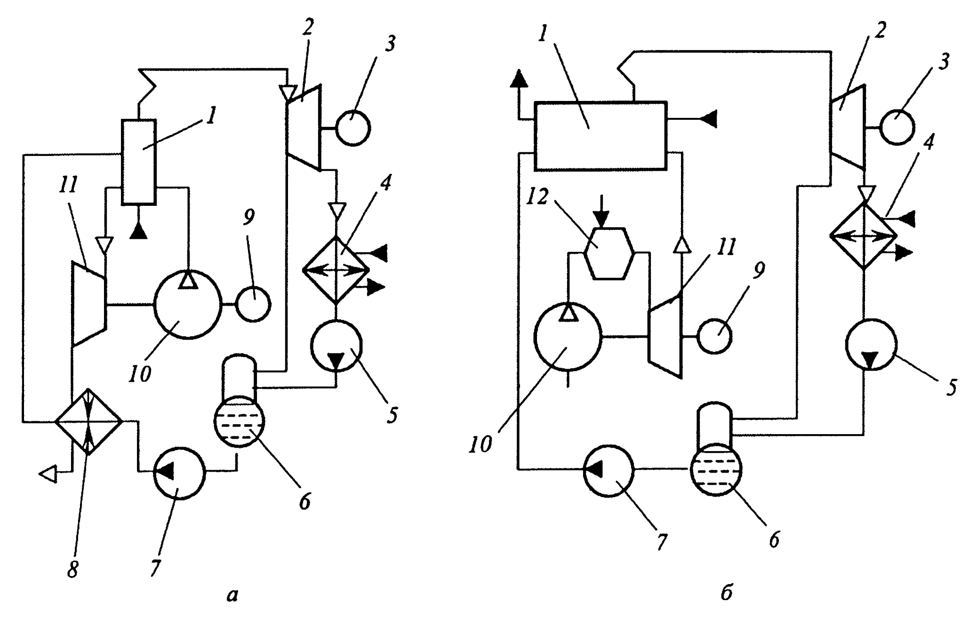



**Рис. 9.15.** Принципиальная схема парогазовой установки с котлом:
*а* – высоконапорным; *б* – низконапорным

соконапорным котлом (39...46% в зависимости от типа ПТУ) на 2...3% больше, чем КПД установки с низконапорным котлом. Удельный расход топлива в ПГУ с высоконапорным котлом меньше на 6...9%, чем в паротурбинной установке (с теми же параметрами пара), а капитальные вложения – на 10...15% ниже на 1 кВт установленной мощности.

## 9.2. Экономичность работы электростанций

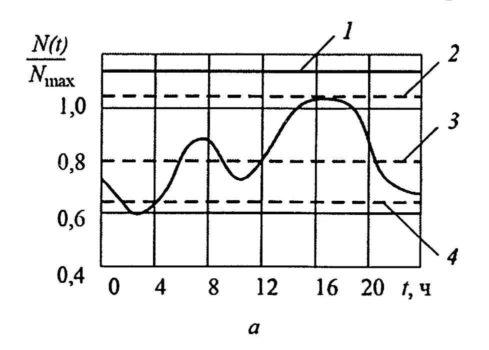
### Графики электрических и тепловых нагрузок электростанций

*Энергетическая система* – совокупность электростанций, электрических и тепловых сетей, соединенных между собой и связанных общностью режима в непрерывном процессе производства, преобразования и распределения электрической энергии и теплоты при общем управлении этим режимом.

Электрическая и тепловая энергии, производимые ТЭС и АЭС, должны использоваться потребителем практически в момент их производства. Эта особенность работы электрических станций связана с отсутствием эффективных способов аккумулирования продукции и обусловливает требование высокой надежности работы электростанций. Надежность электроснабжения повышается при объединении электростанций линиями электропередачи в энергетические системы.

***Энергетическая система*** позволяет уменьшить резервные мощности, так как одновременный отказ большого числа электростанций системы менее вероятен. При объединении наиболее рационально используются разные типы электростанций.

Условия работы энергосистемы и входящих в ее состав электростанций определяются режимом энергопотребления в обслуживаемом районе. Последний принято представлять соответствующими графиками нагрузок: суточными, недельными, годовыми. Различают фактический график нагрузок (рис. 9.16, *а*), представляющий зависимость нагрузки $N(t) / N_{max}$ энергосистемы от времени $t$, и график продолжительности нагрузок (рис. 9.16, *б*), характеризующий число часов $t$, в



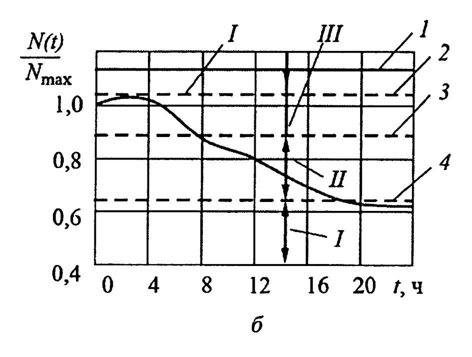




**Рис. 9.16.** Графики нагрузки энергосистемы:
*а* – типичный суточный фактический график; *б* – график продолжительности; *1* – суммарная установленная мощность; *2* – максимальная мощность; *3* – средняя мощность; *4* – минимальная мощность энергосистемы

течение которых нагрузка энергосистемы была не менее некоторой величины $N/N_{max}$. Суточные графики нагрузок энергорайона зависят от дня недели, периода года. Наиболее неравномерны суточные графики нагрузки для европейской части РФ в связи с большой долей энергии бытового потребления. Недельный и годовой графики нагрузок характеризуются меньшей неравномерностью, и их покрытие энергосистемой является менее сложной задачей, чем обеспечение графика суточной нагрузки в связи с максимальной скоростью изменения потребляемой мощности в течение суток, что предъявляет наиболее жесткие технические требования к конструкции агрегатов электростанций.

Переменность графика нагрузок энергосистемы приводит к невозможности работы всех электростанций на полной установленной мощности. В этом режиме работают лишь электростанции, покрывающие базовую часть нагрузки *I* (см. рис. 9.16, *б*). Для обеспечения переменной части графика нагрузки *II* и *III* предусматриваются полупиковые и пиковые электростанции. Пиковые электростанции эксплуатируются 500...1500 ч в году, полупиковые – 3500...4500 ч, базовые – более 5500 ч.

Пиковые нагрузки обеспечиваются пиковыми электростанциями: газотурбинными, гидроаккумулирующими (ГАЭС), регулирующими гидроэлектростанциями. ГАЭС дают возможность не только покрывать пики нагрузки, но и выравнивать график нагрузки за счет зарядки ГАЭС при работе в насосном режиме в период уменьшения нагрузки других потребителей энергосистемы. Тепловая экономичность пиковых электростанций может быть ниже, чем базовых. Это позволяет уменьшить капитальные затраты пиковых электростанций, что практически не влияет на энергобаланс страны вследствие небольшой доли пиковых мощностей.

***Коэффициент использования установленной мощности станции (КИУМ)*** – отношение энергии, реально выработанной станцией за календарный год, к произведению установленной мощности на календарное число часов в году $t_г = 8760$ – показатель количественной оценки загрузки оборудования электростанции:

$$\text{КИУМ} = \int_0^{t_г} N(t)dt\,/\,(N_{уст}8760).$$

Работа станции характеризуется также годовым числом часов использования установленной мощности

$$t_{уст} = \int_0^{t_г} N(t)dt\,/\,N_{уст} = \text{КИУМ}\cdot 8760.$$

КИУМ для ТЭС составляет примерно 0,62–0,71, а всех электростанций – 0,54–0,56. Это означает, что генерирующие мощности превышают почти в 1,5...2 раза необходимые для выработки такого же количества энергии при работе с равномерной номинальной нагрузкой в течение года. Такое использование установленной мощности обусловливается в значительной степени неравномерностью графика нагрузки, а также необходимостью резерва (аварийного и ремонтного) в энергосистеме.

## Тепловая экономичность и технико-экономические показатели электростанций

Тепловая экономичность ТЭС и АЭС с конденсационными турбинами характеризуется КПД станции и удельным расходом теплоты на единицу произведенной электроэнергии. Часто применяется также удельный расход условного топлива. Баланс энергии электростанции можно представить в виде

$$Q_с = N_{эл} + Q_к + Q_м + Q_{эг} + Q_{тр} + Q_т\,, \tag{9.1}$$

где $Q_с$ – теплота органического топлива, сжигаемого без потерь с недожогом, или ядерного топлива; $N_{эл}$ – электрическая энергия, отпущенная с клемм генераторов; $Q_к$ – отвод теплоты с охлаждающей водой конденсатора; $Q_м$ – механические потери в подшипниках и других элементах турбины; $Q_{эг}$ – потери энергии в электрогенераторе; $Q_{тр}$ – потери теплоты в соединительных трубопроводах станции; $Q_т$ – потери теплоты в топке (от неполноты сгорания, с уходящими газами) или в ядерном реакторе.

Если отнести все входящие в уравнение (9.1) величины к отпущенной электроэнергии, то баланс энергии электростанции приобретает вид

$$q_с = 1 + q_к + q_м + q_г + q_{тр} + q_т = 1 + \Sigma q_{пот}. \tag{9.2}$$

КПД станции определяется отношением

$$\eta_с = N_{эл} / Q_с = 1/q_с = (q_с - \Sigma q_{пот}) / q_с = 1 - \Sigma q_{пот}/q_с. \tag{9.3}$$

КПД станции часто определяется прямым сопоставлением произведенной электроэнергии с расходом топлива так, что для органического топлива

$$\eta_с = N_{эл} / BQ_р^н = 0{,}123/b, \tag{9.4}$$

где $B$ – расход топлива за время выработки электрической энергии $N_{эл}$; $b$ – удельный расход условного топлива, кг/(кВт · ч).

Расход ядерного топлива определяется числом ядер, участвующих в реакции деления и захвата нейтронов. Связь между выделением энергии $Q_с$ в реакторе и расходом $B$ ядерного топлива выражается равенством

$$Q_с = 68 \cdot 10^9 B \text{ кДж}. \tag{9.5}$$

Расход $B$ ядерного топлива в реакторе, используемый для получения теплоты, существенно меньше расхода $B_п$ ядерного топлива, проходящего через реактор при перегрузках. Это связано с тем, что для получения теплоты в современных реакторах используется относительно небольшая часть ядерного топлива (0,03...0,12). Если $B / B_п = a$, то

$$Q_с = 785 a B_п = K B_п, \tag{9.6}$$

где $K = 785a$ – теплота, выделяющаяся в реакторе на 1 кг прошедшего через него ядерного топлива; $B_п$ – глубина выгорания.

С учетом выражения (9.6) КПД атомной электростанции $\eta_с = N_{эл} / KB_п$. Годовой расход топлива (в кг) на ТЭС и АЭС составляет

$$B_{год} = N_{эл}\, t_{уст} / \eta_с Q_р^н; \quad B_{п.год} = N_{эл}\, t_{уст} / (\eta_с K \cdot 24000).$$

Отношение $N_{эл} / \eta_с = N_т$ – тепловая мощность ядерного реактора АЭС.

КПД станции брутто определяется произведением КПД отдельных элементов ее технологической схемы

$$\eta_с = \eta_э \eta_{тр} \eta_т = \eta_t \eta_{0i} \eta_м \eta_г \eta_{тр} \eta_к, \qquad (9.7)$$

где $\eta_t$ – термический КПД турбоустановки; $\eta_{0i}$ – внутренний относительный КПД турбоустановки; $\eta_э = \eta_t \eta_{0i} \eta_м \eta_г$ – абсолютный электрический КПД турбоустановки, учитывающий механические и электрические потери; $\eta_{тр}$ – КПД транспортирования теплоты по трубопроводам; $\eta_к$ – КПД котла.

С учетом расхода электроэнергии на механизмы, обеспечивающие работу станции, собственные нужды, определяется КПД станции нетто

$$\eta_с^н = \eta_с(1 - Э_{с.н}),$$

где $Э_{с.н} = N_{с.н} / N_{эл}$ – относительный расход электроэнергии, затрачиваемой на собственные нужды станции.

Для современных ТЭС $\eta_t$ = 0,4...0,6; $\eta_{0i}$ = 0,6...0,9; $\eta_м \approx \eta_г$ = 0,97...0,99; $\eta_{тр}$ = = 0,96...0,99.

Для одноконтурных АЭС КПД станции рассчитывается по уравнению (9.7), где $\eta_к$ определяется потерями теплоты собственного реактора, складывающимися из потерь на охлаждение системы управления и защиты, отражателя, биологической защиты $q_{р.охл}$, и потерями с продувкой $q_{р.пр}$, причем КПД парогенератора

$$\eta_{пг} = \eta_р = 1 - q_{р.охл} - q_{р.пр},$$

где $q_{р.охл}$ = 0,03...0,05; $q_{р.пр}$ = 0,01.

Для двухконтурных АЭС КПД станции

$$\eta_с = \eta_{Iк} \eta_{IIк} = \eta_{Iк} \eta_{пг} \eta_{тр.IIк} \eta_э, \qquad (9.8)$$

где $\eta_{I\,к} = 1 - q_{I\,к.охл} - q_{I\,к.пр}$ – КПД первого контура, учитывающий потери с охлаждением и продувкой; $\eta_{пг} = 1 - q_{пг.охл} - q_{пг.пр}$ – КПД парогенератора второго контура, учитывающий потери с охлаждением и продувкой; $\eta_{тр.II\,к}$ = 0,985...0,988 – КПД транспортирования теплоты по трубопроводам второго контура (оценки потерь и КПД даны применительно к реактору ВВЭР).

Для определения тепловой экономичности ТЭЦ общий расход теплоты по установке разделяется на доли, затрачиваемые на производство отдельных видов энергии. Если $Q_0$ – теплота, подводимая к установке, а $Q_{тп}$ – теплота, поступившая потребителю, то электрический КПД турбоустановки в ТЭЦ

$$\eta_{э\,тэц} = N_{эл} / (Q_0 - Q_{тп} / \eta_{тп}), \qquad (9.9)$$

где $\eta_{тп}$ – КПД производства и транспортирования теплоты потребителю.

В ТЭЦ снижается расход пара на производство электроэнергии, так как часть пара поступает в отбор, благодаря чему уменьшаются тепловые потери в конденсаторе. Количество электроэнергии, вырабатываемое паром, поступающим к потребителям, называется выработкой электроэнергии на тепловом потреблении $N_{эл.тп}$, а отношение $N_{эл.тп} / Q_{тп} = Э_{тп}$ – удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении. Чем больше величина $Э_{тп}$, тем целесообразнее комбинированная выработка тепловой и электрической энергии.

## Мероприятия по экологической защите окружающей среды

Функционирование ТЭС и АЭС приводит к негативным воздействиям на окружающую среду. К основным воздействиям относятся:

тепловые выбросы, приводящие к подогреву воды водоемов, атмосферы;

загрязнение воздуха атмосферы газами $CO_2$, $CO$, $CH_4$ , $SO_2$, $NO_x$, токсичными выбросами и аэрозолями;

загрязнение окружающей среды радиоактивными выбросами АЭС и предприятий, перерабатывающих природное и отработанное ядерное топливо;

загрязнение воды, используемой для технических нужд, водных ресурсов Земли;

нарушение природных структур в поверхностном слое Земли (карьеры для открытой добычи угля, сланцев; шахты; пустоты после исчерпания ресурсов нефтяных и газовых месторождений), изменение нагрузок на поверхность Земли от мощных энергетических объектов (гидростанции в горах);

твердые отходы в виде шлаков, коксовых остатков, отвалов обедненного урана, радиоактивные отходы различной опасности;

изменение природного ландшафта.

Сегодняшние масштабы теплового воздействия от потребления первичных энергоносителей в мире (~440 ЭДж в год) пренебрежимо малы по сравнению со среднегодовым энергетическим балансом мировой климатической системы, в котором приток энергии от солнечной радиации составляет примерно $5{,}6 \cdot 10^6$ ЭДж, от тепловыделений от материков – около 1000 ЭДж, а энергии приливов – около 95 ЭДж. Но локальные тепловыделения от ТЭС, АЭС в атмосферу и водоемы приводят к негативным последствиям: локальным изменениям климатических условий (повышение температуры, увеличение осадков, появление пылевых куполов, связанных с локальными циркуляциями в атмосфере), повышению температуры в водоемах, изменению условий обитания флоры и фауны, изменению видового разнообразия.

Техногенная эмиссия диоксида углерода, составляющая сегодня около $7 \cdot 10^9$ т для Земли в целом, при уменьшении ассимилирующей способности лесных массивов (вследствие их вырубки в тропических зонах) и поверхности океанов (за счет загрязнения вод) может быть одной из причин усиления «парникового эффекта», приведшего к росту температуры тропосферы на 0,3...0,7 °С за последние 50 лет.

Нефть и нефтепродукты – основные загрязнители поверхностных вод суши и Мирового океана, в который в настоящее время поступает 25...50 млн т нефти в год. Одна тонна нефти загрязняет акваторию площадью 12 квадратных километров.

В результате разрывов газопроводов в атмосферу выбрасывается парниковый газ – метан.

Нарушение природных структур, изменение нагрузок на поверхность Земли провоцируют землетрясения.

Сокращения тепловых выбросов, расхода топлива, эмиссии $CO_2$, снижения других вредных воздействий ТЭС можно достичь при повышении КПД электрогенерирования на усовершенствованных парогазовых и комбинированных установках. Такие станции, позволяющие повысить до 50...60% КПД электрогенерирования, ориентированы на газовое или нефтяное топливо, но в перспективе – на использо-

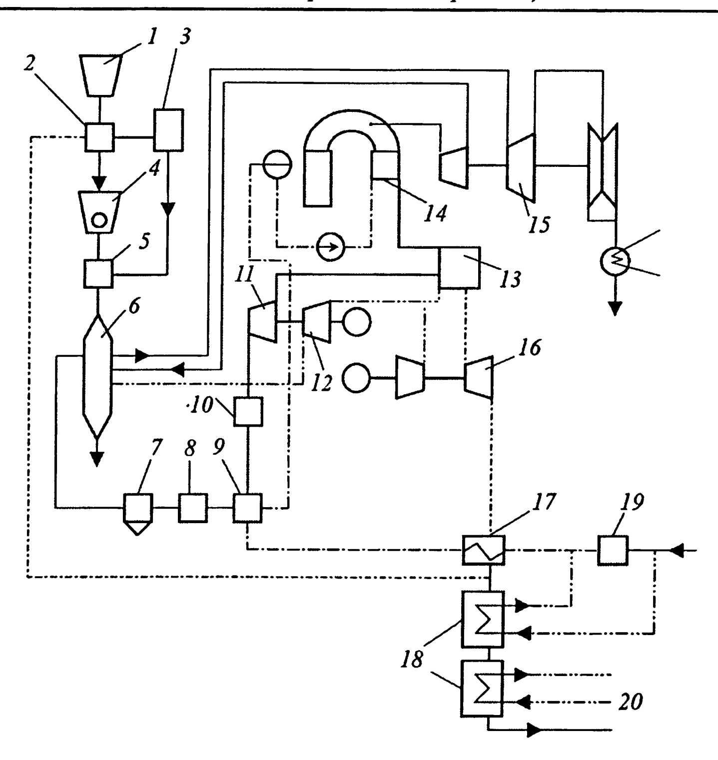



**Рис. 9.17.** Принципиальная схема парогазовой установки с внутренней газификацией угля: *1* – бункер угля; *2* – сушилка; *3* – циклон; *4* – дробилка; *5* – бункер дробленого угля; *6* – газогенератор; *7* – циклон; *8* – фильтр с рудой; *9* – экономайзер; *10* – керамический фильтр; *11* – турбина; *12* – компрессор; *13* – камера сгорания; *14* – парогенератор; *15* – паровая турбина; *16* – основная газовая турбина; *17* – экономайзер; *18* – газоводяной подогреватель; *19* – подогреватель высокого давления; *20* – конденсат из подогревателя низкого давления

вание угля. На рис. 9.17 приведена принципиальная схема парогазотурбинной электростанции с внутренней газификацией угля, осуществляемой в газогенераторе *6*. Работу газогенератора обеспечивает турбокомпрессорная установка *11*, *12*. Продукты газификации, очищенные в циклоне *7* и фильтрах *8* и *10*, сжигаются в камере сгорания *13*. Теплота сгорания используется в паровой *15* и основной газовой *16* турбинах. Комбинированная система регенерации теплоты отборов и выхлопа турбин (экономайзер *17*, подогреватели *18*, *19*, сушилка *2*) позволяет добиться КПД электрогенерирования 45...50 % при применении высокотемпературных газовых турбин (температура на входе более 1400...1500 К).

В установках такого типа за счет процесса внутрицикловой газификации резко сокращаются выбросы оксидов серы (на 80...90 %), азота (в 2–3 раза) и твердых частиц.

Учитывая неизбежность длительного сохранения тепловых электростанций, сжигающих органическое топливо, в качестве основы энергетики страны и мира первостепенными в области защиты окружающей среды следует считать сокращение абсолютных выбросов вредных веществ, ограничение использования земельных угодий под золоотвалы и водохранилища, предельное сокращение тепло-

вого воздействия электростанций на водоемы и атмосферу. Рассеяние токсических выбросов в атмосферу высокими дымовыми трубами или разбавление стоков большим количеством свежей воды не решает проблем экологии, а может рассматриваться лишь в качестве временной вспомогательной меры.

Для очистки дымовых газов от золы применяют электрофильтры, «мокрые» аппараты с предвключенными трубами Вентури, инерционные фильтры.

Наибольшую эффективность очистки (до 99,5...99,7 %) обеспечивают электрофильтры. Их нормальное функционирование требует достаточно малого удельного электрического сопротивления запыленного потока ($\sim 5 \cdot 10^{10}$ Ом · см), что достигается, если температура потока велика (600...700 K) или поток содержит определенное количество легкоионизируемой присадки (например, 20...25 миллионных частей триоксида серы). Расположение фильтров в зоне высоких температур признано нецелесообразным. Электрофильтры устанавливают на холодных уходящих из парогенератора газах и в случае неблагоприятных электрических свойств потока в него добавляют присадки аммиака, серного ангидрида, водяного пара. Практически добавки приходится вводить для малосернистых углей (менее 1...1,5 % серы).

Твердые продукты сгорания мазута можно улавливать инерционными сухими фильтрами с эффективностью очистки потока более 70...75 %.

Для сокращения выбросов сернистого ангидрида используется распылительная абсорбция. Принципиальная схема установки, реализующая данный метод, приведена на рис. 9.18. В распылительной сушилке *3* контактируют дымовые газы, поступающие из электрофильтра *1*, и раствор известняка, подаваемый в виде капель диаметром ~ 100 мкм через форсунки *4*. За время падения капель в объеме сушилки сернистый ангидрид связывается в сульфат и сульфит кальция, а капли воды превращаются в пар. Сульфат и сульфит кальция частично выпадают в бункер под сушилкой, частично улавливаются фильтром *5* после сушилки. Преимуще-

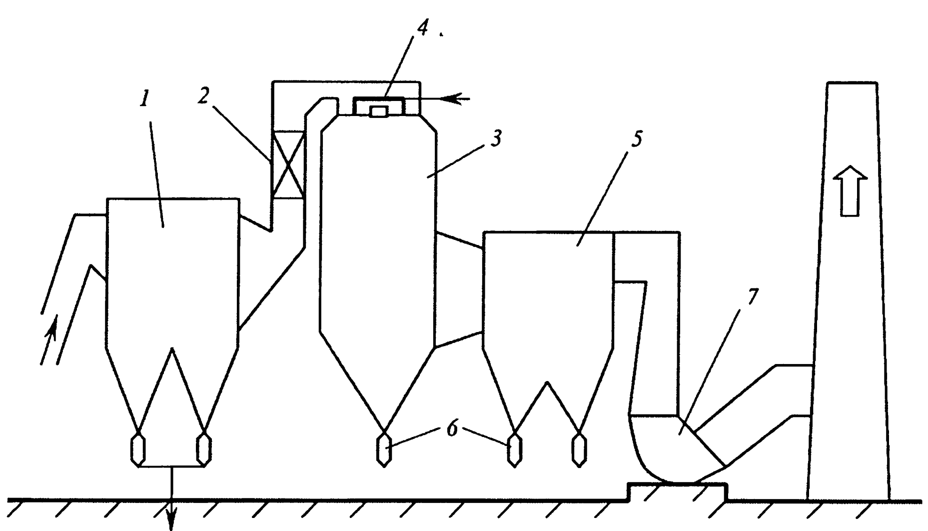



**Рис. 9.18.** Принципиальная схема установки распылительной абсорбции для очистки дымовых газов от сернистого ангидрида:
*1* – электрофильтр; *2* – экономайзер; *3* – распылительная сушилка; *4* – форсунки для распыления; *5* – тканевый фильтр; *6* – трансмиттер; *7* – дымосос

ством описанного метода является отсутствие сточных вод и малая коррозия оборудования.

Если сера в топливе находится в виде колчеданных соединений, ее можно удалить на этапе механического дробления топлива перед сжиганием. Крупно раздробленное в дробилках топливо направляется в сепараторы, где колчедан отделяется от основной массы угля. Степень очистки газов от сернистого ангидрида этим методом невысока – около 50%, тогда как распределительная абсорбция удаляет из газов до 80% сернистого ангидрида.

***Ограничение выбросов оксидов азота*** связано с применением современной технологии сжигания топлива, при которой образуется мало оксидов азота, и разложением образовавшихся оксидов азота на азот и кислород. К малому образованию оксидов азота приводят сжигание топлива с малым избытком воздуха, использование рециркуляции дымовых газов к горелкам, подогрев топлива перед сжиганием. Это позволяет снизить в 2 раза выброс оксидов азота. Образовавшиеся оксиды азота разлагаются при температурах 1200...1300 К в присутствии аммиака, перемешанного с очищаемыми газами, или при температурах 500...700 К с помощью аммиака в присутствии катализатора.

Одновременная очистка газов от сернистого ангидрида и оксидов азота может производиться озонным методом, при котором введенный в поток озон окисляет серу и азот до высших оксидов, легко растворимых в воде с образованием серной и азотной кислот. Кислоты нейтрализуются аммиаком и превращаются соответственно в сульфат и нитрат аммония – удобрения для сельского хозяйства.

Для эффективной очистки от соединений серы и азота дымовые газы должны быть предварительно очищены от золы на 97...98 %.

Кроме рассмотренных веществ, в выбросах тепловых электростанций присутствуют особо токсичные компоненты – бенз(а)пирен ($C_{20}H_{12}$), свинец, молибден, ртуть, бор, ванадий и другие, часть из которых содержит радиоактивные изотопы. Общий выброс этих элементов в атмосферу уменьшается с повышением эффективности золоулавливания. Однако наиболее мелкие, трудно улавливаемые частицы золы, имеющие развитую поверхность, являются наиболее токсичными.

Реализация мер экологической защиты населения и окружающей среды приводит к необходимости увеличивать капитальные затраты на ТЭС, включать в эксплуатационные расходы затраты на системы очистки. Эффективность мер устанавливается независимой системой контроля выбросов токсичных веществ в окружающую среду, их соответствием предельно допустимым величинам выбросов, регламентируемым государством.

***Продукты деления***, накапливающиеся в ядерном топливе, являются ценным сырьевым материалом, содержащим ряд нуклидов, отсутствующих в природных условиях. Большинство из них является радиоактивными. Свойство радиоактивности приобретает и ряд элементов конструктивных материалов ($Ni^{63}$, $Fe^{55}$, $Co^{60}$) при облучении их нейтронами. В результате на АЭС электрической мощностью 1000 МВт (тепловая мощность 3 ГВт) ежесекундно образуются продукты деления, активность которых равна $5 \cdot 10^7$ ГБк (гигабекерель – $10^9$ актов радиоактивного распада в секунду). Коротко живущие радиоактивные изотопы быстро распадаются, в продуктах деления накапливаются долгоживущие изотопы. Равновесное значение радиоактивности в активной зоне реактора составляет $\sim 3 \cdot 10^{11}$ ГБк, из которых $\sim 2 \cdot 10^{10}$ ГБк приходится на долю криптона, ксенона и йода.

Накопление радиоактивных материалов в ядерных реакторах является принципиальной особенностью АЭС. Проектирование, производство и строительство, эксплуатация АЭС, предприятий ядерного топливного цикла, перерабатывающих топливо, организуются и проводятся таким образом, чтобы минимизировать дозы облучения персонала станции, предприятий, населения и окружающей среды. Это свойство объектов ядерной техники нормируется и контролируется органами государственного регулирования. Исходным является воздействие радиации на здоровье человека, определяемое поглощенной дозой – энергией, переданной ионизирующим излучением тканям тела. Поскольку как ущерб от разных видов излучения, так и восприимчивость различных тканей к поражению различны, влияние радиации на здоровье человека измеряется в эффективных эквивалентных дозах, получаемых умножением энергии, поглощенной различными органами дозы каждого вида облучения на «коэффициент качества» излучения, «весовой коэффициент» опасности облучения определенного органа и суммированием результатов по всем органам. Эффективная эквивалентная доза измеряется в зивертах (Зв). Зиверт соответствует поглощению 1 Дж энергии на килограмм массы ткани, он в 100 раз больше применявшейся ранее единицы, бэра. Для группы лиц используется понятие коллективная эффективная эквивалентная доза, измеряемая в человекозивертах (чел · Зв) и определяемая через среднюю эквивалентную дозу, полученную отдельными облученными лицами, умноженную на количество облученных людей.

Почти все продукты деления, образующиеся на АЭС, остаются в условиях нормальной эксплуатации и при большинстве аварий в твэлах. Однако небольшие количества их могут выходить из топлива, проникать через поврежденные оболочки твэлов в теплоноситель в дополнение к радионуклидам, образующимся при активации продуктов коррозии и примесей к теплоносителю. Большая часть радиоактивных продуктов удаляется в системах очистки. Тем не менее определенная доля радионуклидов может, в конечном счете, выделиться в окружающую среду вместе с газовыми, жидкими и твердыми отходами АЭС.

Другим источником дозы облучения, получаемой персоналом АЭС и населением, проживающим рядом с АЭС, являются радиоактивные материалы, находящиеся постоянно в активной зоне и теплоносителе реактора. Минимизация дозы облучения от этого источника обеспечивается соответствующей конструкцией радиационной защиты, использованием надежных методов работы с оборудованием и радиоактивными материалами. Например, $\gamma$-излучение с энергией 2 МэВ, обладающее высокой проникающей способностью, может быть ослаблено в 10 раз слоем свинца толщиной 60 мм, слоем стали толщиной 120 мм или слоем воды толщиной 360 мм. При современных методах работы с оборудованием и радиоактивными материалами годовая коллективная эквивалентная доза облучения персонала атомных станций составляет примерно 10 чел · Зв/ГВт (эл) · год. Ожидаемая коллективная эквивалентная доза для населения, обусловленная эксплуатацией атомных станций, составляет 4,67 чел · Зв/ГВт(эл) · год и складывается из радионуклидов в атмосфере (криптон, ксенон – 0,6; тритий – 0,5; углерод ($C^{14}$) – 2,8; радиоактивный йод ($I^{131}$) – 0,6) и водной среде (тритий – 0,03; цезий, рутений, кобальт – 0,04 чел · Зв /ГВт(эл) · год). Допустимая доза для персонала АЭС составляет 50 мЗв/год. В среднем служащий АЭС получает 1/8 часть этой дозы и лишь небольшая часть служащих – дозу допустимого уровня. Допустимые дозы для населения составляют десятую долю допустимых норм для персонала.

Исходя из предельных доз облучения, рассчитаны нормы для предельно допустимых концентраций соответствующих радионуклидов в воздухе и в воде. На 1 л объема воздуха и воды они составляют примерно $1,48 \cdot 10^{-4}$ и 0,74 Бк для изотопа $C^{14}$ и $2,22 \cdot 10^{-6}$ и $1,48 \cdot 10^{-2}$ Бк для изотопа $Cs^{137}$, $3,33 \cdot 10^{-7}$ и $2,22 \cdot 10^{-3}$ Бк для изотопа $I^{131}$ и т. д. Эти величины концентрации становятся осязаемыми, если сравнить радиоактивность сбросных вод АЭС с естественной радиоактивностью некоторых жидкостей, считающихся безопасными для потребления. Радиоактивность сбросных вод АЭС поддерживается в пределах $3,7 \cdot 10^{-2}...3,7 \cdot 10^{-1}$ Бк/л. В то же время радиоактивность речной воды составляет 0,37...3,7 Бк/л, 4 % пива – 4,8 Бк/л, молока – 50 Бк/л.

Облучение населения, обусловленное работой АЭС, можно сравнить с облучением от других источников радиоактивности. Годовая коллективная эффективная доза зависит от производимой на АЭС электроэнергии. Если таковое составит 1000 ГВт(эл) · год (работает 1000 реакторов мощностью 1000 МВт(эл), сегодня их приблизительно в 2,5 раза меньше), то годовая доза в пересчете на одного человека составит 1 мкЗв. Суммарная эффективная эквивалентная доза от излучения естественного и искусственного (медицина, потребительские товары, строительные конструкции, авиационный транспорт) происхождения составляет 2 мЗв/год. Поэтому вклад АЭС в облучение составляет ~0,05 % естественного и искусственного фона. При росте производства электроэнергии в 10 раз годовая доза увеличивается в 20 раз и составляет 1% фона.

На предприятиях, добывающих ядерное топливо и обеспечивающих его обогащение, годовая коллективная эквивалентная доза для рабочих составляет 1 чел · Зв/ГВт (эл) · год. Облучение населения, связанное главным образом с выбросами радона ($Rn^{222}$), оценивается коллективной эффективной дозой ~25 мЗв/ГВт (эл) · год. Аналогичные дозы при перевозке топлива для профессиональных работников составляют ~1 мЗв/ГВт(эл) · год. Таким образом, основной вклад в облучение вносят АЭС, но его величина и в перспективе не превысит 1% естественных и искусственных источников излучения.

## 9.3. Технические меры обеспечения безопасности АЭС

Авария на АЭС TMI (США, 1979 г.), катастрофа на Чернобыльской АЭС (1986 г.) показали неприемлемый уровень безопасности АЭС первых поколений. Анализ причин и хода аварий явился основанием для их технической реконструкции, которая повысила безопасность АЭС до уровня современных требований, согласно которым частота тяжелой аварии с расплавлением активной зоны не должна превышать $10^{-5}$ на один реактор в год, а вероятность значимого выхода активности из-под защитной оболочки, окружающей реактор и оборудование, содержащее радиоактивные материалы, не должна быть более $10^{-7}$ на один реактор в год.

В достижении столь низких значений вероятностей аварий важную роль играет использование принципа «естественной безопасности», согласно которому выполнение основных функций безопасности обеспечивается за счет свойств физических процессов, протекающих в активной зоне и контуре теплоносителя. Технически возможно выбором состава активной зоны обеспечить отрицательную обратную связь между скоростью цепной реакции деления и мощностью реактора, которая

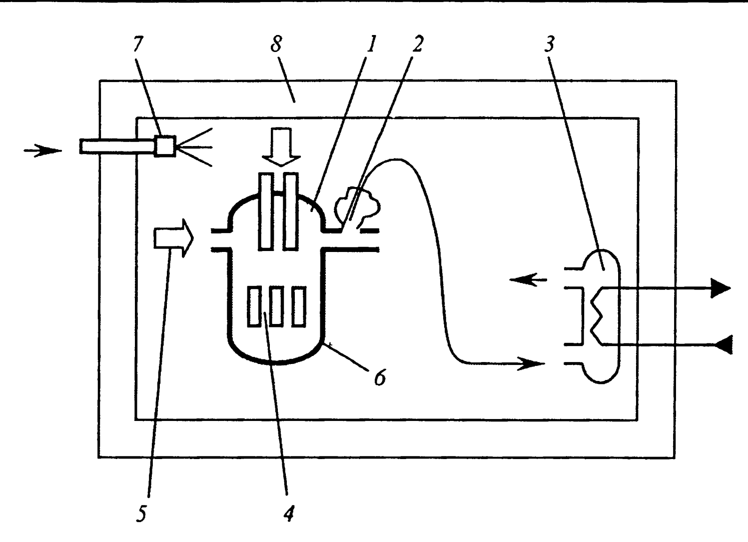



**Рис. 9.19.** Функции инженерных мер безопасности реактора с водой под давлением при аварии разгерметизации контура теплоносителя:
*1* – ввод стержней поглотителей управляющей системы безопасности; *2* – течь в контуре теплоотвода; *3* – теплообменник защитной системы безопасности; *4* – активная зона; *5* – подача охлаждающей воды; *6* – реактор; *7* – удаление радиоактивных аэрозолей; *8* – защитная оболочка

приводит к самогашению реакции при росте мощности. Использование естественной циркуляции для теплоотвода от активной зоны к теплообменникам позволяет самопроизвольно увеличивать количество отведенного тепла при увеличении мощности за счет роста при этом напора естественной циркуляции. Реализация принципа «естественной безопасности» уменьшает опасность отказов органов управления мощностью реактора и циркуляционных насосов, а также снижает роль ошибок операторов («человеческого фактора»). Реактор приобретает качество «самозащищенности».

В то же время для реакторов ВВЭР, РБМК, БН качество безопасности может быть гарантированно обеспечено лишь при введении в состав реакторных установок наряду с оборудованием систем нормальной эксплуатации оборудования систем безопасности. Последние выполняют функции защиты оборудования от последствий дисбаланса между выделяемой и отводимой от активной зоны мощности, локализации радиоактивных продуктов в пределах предусмотренных для этого на АЭС помещений, управления оборудованием и системами в процессе аварий.

На рис. 9.19 показана основная схема функционирования систем безопасности на примере реактора ВВЭР при аварии разгерметизации контура теплоотвода (течь *2*), приводящей к его ухудшению. В этих условиях управляющая система безопасности *1* обеспечивает быстрое прекращение цепной реакции в активной зоне, в которую защитной системой безопасности подается вода *5* для охлаждения топлива, нагреваемого энергией радиоактивных продуктов (остаточным тепловыделением). Защитная система *3* обеспечивает отвод теплоты от парогазовой смеси, накапливающейся под защитной оболочкой, защитная система *7* обеспечивает удаление радиоактивных аэрозолей из объема защитной оболочки, а защитная оболочка *8* обеспечивает предотвращение рассеяния радиоактивности в окружающую среду.

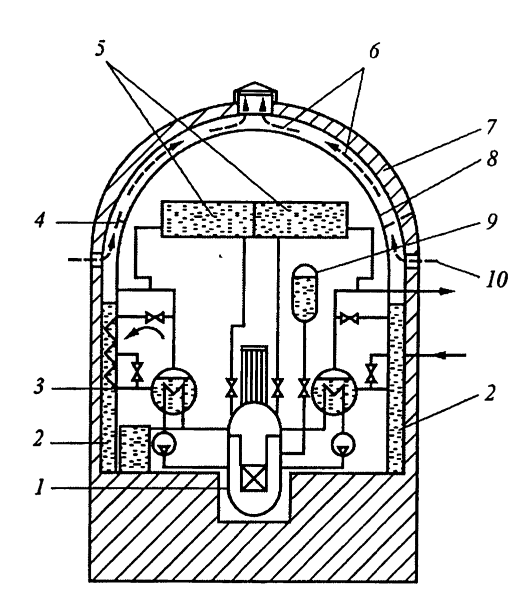



**Рис. 9.20.** Техническое решение защитных систем безопасности для реакторов нового поколения с водой под давлением:
*1* – реактор; *2* – бассейн; *3* – конденсатор пара; *4* – фильтры; *5* – баки с водой атмосферного давления; *6* – охлаждение воздухом; *7* – защитная оболочка; *8* – герметичная оболочка; *9* – баллоны с водой под давлением газа; *10* – выход воздуха

Техническое решение защитных систем безопасности для реакторов нового поколения с водой под давлением приведено на рис. 9.20. При аварии (разгерметизации) вода в активную зону реактора подается самотеком из гидроемкостей *9* высокого давления, а после уменьшения давления из баков *5*. Теплота отводится в бассейн *2*, содержащий запас воды, достаточный для длительного (более суток) функционирования системы. Защитная оболочка выполнена из двух частей, одна – металлическая герметичная *8*, рассчитанная на избыточное давление до 0,5 МПа, другая – железобетонная *7*, защищающая реактор от внешних воздействий (землетрясение, падение самолета). Металлическая оболочка охлаждается воздухом *6* и *10*, который рассеивает теплоту, выделившуюся при аварии, в атмосфере.

Для развития качества внутренне присущей безопасности в реакторах нового поколения уменьшают энергонапряженность активной зоны (на 25...50 %), улучшают условия развития естественной циркуляции.

Стратегия развития атомной энергетики России в первой половине XXI в. предусматривает развитие реакторных технологий, удовлетворяющих принципу «естественной безопасности», который является обобщением принципа «внутренне присущей безопасности» на весь топливный цикл, включая проблемы радиоактивных отходов и вопросы нераспространения ядерного оружия. Такие технологии обеспечивают детерминистическое исключение тяжелых аварий при любых ошибках персонала, отказах оборудования и систем за счет присущих топливу и теплоносителю физических и химических качеств и закономерностей. Примером такой технологии является быстрый реактор естественной безопасности БРЕСТ с нит-

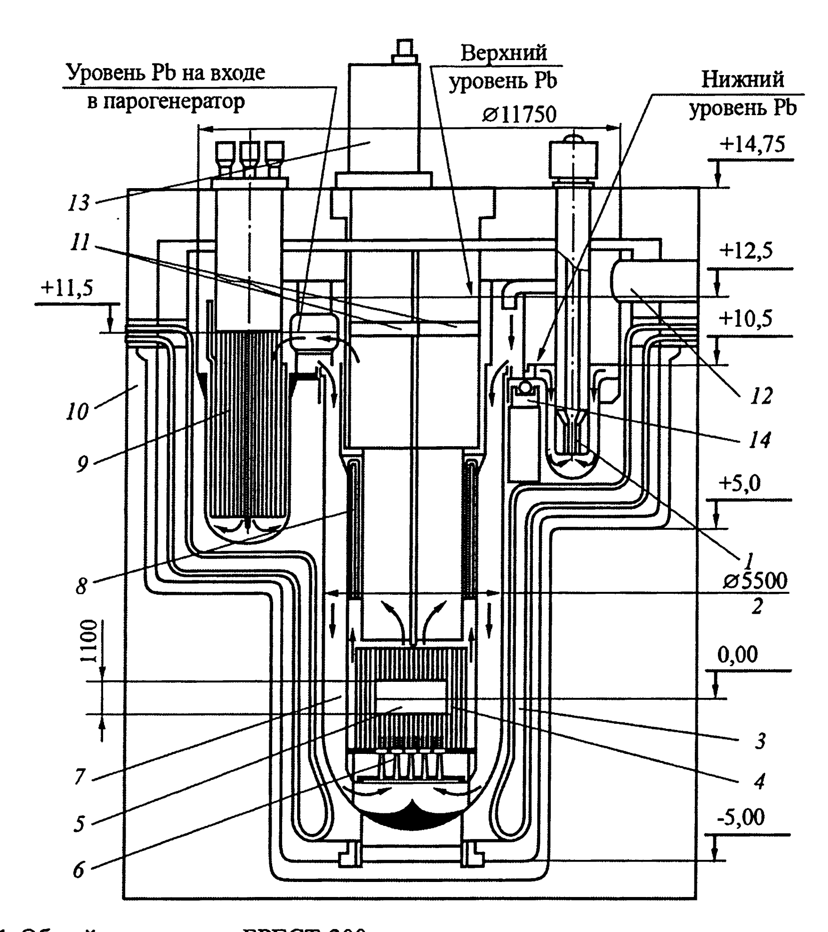



**Рис. 9.21.** Общий вид реактора БРЕСТ-300:
*1* – насос; *2* – корпус; *3* – теплоизоляция; *4* – система управления и защиты; *5* – активная зона; *6* – опорные стояки; *7* – разделительная обечайка; *8* – хранилище ТВС; *9* – парогенератор; *10* – бетонная шахта; *11* – поворотные пробки; *12* – аварийный сброс парогазовой смеси; *13* – перегрузочная машина; *14* – опоры

ридным топливом (UN-PuN) и со свинцовым теплоносителем. Принципиальная схема такого реактора приведена на рис. 9.21. В реакторе БРЕСТ максимально используются апробированные технические решения (корпус *2*, бетонная шахта *10*, компоновка оборудования *1*, *7* и *9*, система перегрузки *13* и новая по составу, конструкции, принципам управления активная зона *5*).

Технология использования топлива на реакторах БРЕСТ имеет следующие особенности: глубокое выжигание долгоживущих радиоактивных изотопов (что поддерживает решение проблемы радиоактивных отходов), невысокая степень очистки топлива от продуктов деления (что поддерживает решение проблемы нераспространения ядерного оружия), подготовка топлива к повторному использованию (после замещения выгоревшего топлива и выделенных продуктов деления природным ураном) на оборудовании, расположенном рядом с реактором (исключаются проблемы транспортирования основной массы топлива).

## 9.4. Возобновляемые источники энергии

В мировой климатической системе за счет энергии, поступающей от солнечного излучения, процессов радиоактивного распада элементов, входящих в состав мантии и ядра Земли, от циклически изменяющегося гравитационного поля, вызванного движением Луны и ближайших к Земле планет, происходит естественное преобразование энергии, что проявляется в виде атмосферных осадков; движения воздуха атмосферы; производства биомассы в процессе фотосинтеза; морских течений; градиентов температуры в океанах и материках; на поверхности водоемов, океанов; таяния льдов; геотермальной теплоты Земли; приливов и отливов.

Естественное преобразование энергии в климатической системе Земли происходит постоянно и служит возобновляемым источником энергии неисчерпаемых масштабов (см. § 9.3), который можно использовать для производства электричества, теплоты, нового топлива.

Технические средства, позволяющие использовать возобновляемые источники энергии, известны – это фотоэлектрические и фотоэлектролизные преобразователи, солнечные, гидро-, геотермальные, приливные, использующие биомассу электростанции и тепловые станции, ветроэнергетические установки, их комбинации. Основные проблемы, которые возникают при создании перечисленных технических средств, связаны с низкой плотностью энергии возобновляемых источников и непостоянством их действия (облачность, штиль). Например, энергия солнечного излучения на широте центральных районов Европы при ясной солнечной погоде составляет 160 Вт/м$^2$ (на экваторе – 250 Вт/м$^2$), что приводит к площади солнечных концентратов энергии 100 км$^2$ для электростанции мощностью 1 ГВт. Величины площадей участков земли, необходимых для производства 1 МВт электроэнергии и отчуждаемых из других сфер использования, для ТЭС составляют от 870 до 2400 м$^2$ (в зависимости от вида топлива), для АЭС – 630 м$^2$, ГЭС – 26500 м$^2$, для электростанций на солнечной энергии – $10^5$ м$^2$ , а на энергии ветра – $17 \cdot 10^5$ м$^2$. Поэтому удельные расходы материалов, трудовые затраты, необходимые для создания технических средств, использующих возобновляемые источники энергии, велики, и естественный риск для здоровья работающих оказывается значительным. Так, количество потерянных человеко-дней на МВт · год произведенной энергии составляет (с учетом влияния на окружающую среду и аварий) для угольных электростанций 400, нефтяных – 200, солнечных фотоэлектрических – 50, гидро – 40, ветровых – 20, атомных – 15, газовых – 5. Причем максимальный вред здоровью причиняют гидроэлектростанции.

Прогноз потребления энергии от возобновляемых источников по регионам мира приведен в табл. 9.2. В соответствии с умеренным сценарием, доля возобновляемых источников энергии в 2020 г. составит ~10 %. Основная доля этих источников приходится на гидроэнергетику и использование биомассы (Бразилия, Африка, Азия, Европейское сообщество). Прогноз развития технологий с использованием возобновляемых источников в странах Европейского сообщества (табл. 9.3) показывает и прогнозирует заметное развитие ветровой, солнечной, геотермальной энергетики, опирающееся на ожидаемое достижение достаточно высокой технологической и технической культуры.

*Таблица 9.2*

| Регионы | Годы | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 1990 | 2000 | 2010 | 2020 |
| Европейское сообщество | 61 / 4,6 | 8,3 / 5,7 | 121 / 7,7 | 165 / 10,1 |
| Страны «Большой семерки» | 233 / 5,6 | 304 / 6,4 | 363 / 6,9 | 427 / 7,5 |
| Центральная и Восточная Европа | 47 / 2,8 | 45 / 3,4 | 44 / 2,8 | 45 / 2,5 |
| Азия | 230 / 16,4 | 293 / 14,8 | 364 / 14,1 | 432 / 13,7 |
| Латинская Америка | 97 / 29,3 | 108 / 24,8 | 125 / 22,3 | 150 / 20,5 |
| Африка | 116 / 35,7 | 158 / 36,0 | 215 / 35,4 | 284 / 35,3 |

*Таблица 9.3*

| Виды энергии в Мт нефтяного эквивалента | Годы | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1995 | 2000 | 2005 | 2010 | 2015 | 2020 |
| Гидро | 26,0 | 27,5 | 28,3 | 29,1 | 29,9 | 30,9 |
| Биомасса | 42,6 | 50,2 | 66,1 | 85,3 | 105,2 | 124,6 |
| Ветровая, солнечная, геотермальная | 3,6 | 4,7 | 5,5 | 6,5 | 7,6 | 8,9 |

Принципиальная тепловая схема экспериментальной солнечной электростанции СЭС-5 мощностью 5 МВт (пос. Щелково, Крым, Украина) приведена на рис. 9.22. Солнечный парогенератор *1* размещается на башне высотой 70 м и обогревается с помощью 1600 плоских зеркал площадью 25 м$^2$ каждое. Зеркала автоматически отслеживают положение Солнца на небосводе и обеспечивают плотность теплового потока излучения 130 кВт/м$^2$. Парогенератор вырабатывает 28 т/ч насыщенного пара давлением 4 МПа и температурой 523 K. КПД по отраженному от зеркал солнечному излучению составляет 14,6%. Расчетное число часов работы в год – 1920. Общая площадь станции составляет 15,1 га. В тепловой схеме СЭС-5 предусмотрена система аккумулирования, поддерживающая работу турбины при краткосрочном снижении мощности солнечного парогенератора.

В активных элементах солнечного теплоснабжения солнечная радиация непосредственно аккумулируется в коллекторе, представляющем собою водонагреватель в виде штампованных стальных, алюминиевых и пластмассовых панелей.

Новый этап использования солнечной энергии связан с ее аккумулированием в экологически чистом топливе – водороде: солнечная энергия превращается в электрическую, которая разлагает воду в электролизах на кислород и водород. Реализуется экологически чистый цикл: «чистый» ток из солнечной энергии производит чистый энергоноситель – водород, при применении которого кислород воздуха оксидирует с водородом, образуя воду.

В районах с солнечным климатом, испытывающих «электрический голод», применение солнечно-водородной техники экономически целесообразно.

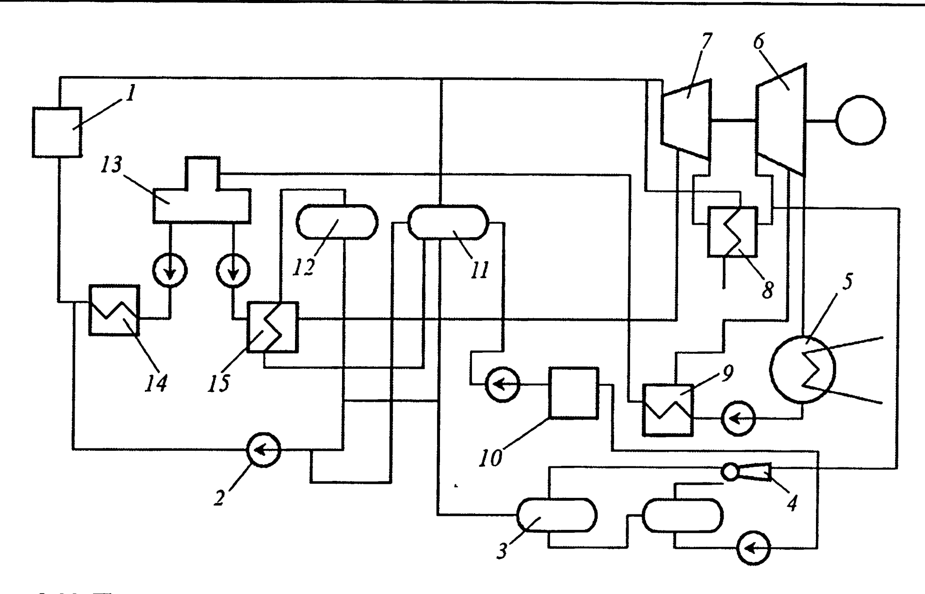



**Рис. 9.22.** Принципиальная тепловая схема экспериментальной СЭС-5:
*1* – солнечный парогенератор; *2* – насосы; *3* – расширители; *4* – эжектор; *5* – конденсатор; *6* и *7* – цилиндры низкого и высокого давления паровой турбины; *8* – подогреватель пара; *9* и *14* – подогреватели питательной воды; *10* – аккумулятор воды; *11* – пароводяной аккумулятор; *12* – промежуточный аккумулятор горячей воды; *13* – деаэратор; *15* – парогенератор системы теплового аккумулирования

В настоящее время практически используется геотермальная энергия самоизливающихся пара и пароводяной смеси для производства электрической энергии (температуры энергоносителей более 423 К) и тепловой энергии (температура энергоносителей 303...423 К).

Принципиальная схема ГеоТЭС мощностью 50 МВт приведена на рис. 9.23. Термальная вода из пароводяной скважины поступает в расширители *6* и *7*, где производится насыщенный пар различного давления, который затем подается в паровые турбины *1*. Пароводяная смесь с выхлопа турбин поступает в конденсаторы *3* смешивающего типа и удаляется из контура паровыми эжекторами *4*. Вода низкого потенциала насосом *8* возвращается в нагревательную скважину.

***Энергия ветра*** может быть эффективно использована в районах, где средняя скорость ветра более 5 м/с. Для России это Нижнее Поволжье, Приморский Край, побережье Охотского моря, Северного Ледовитого океана, Камчатка, Курильская гряда, где среднегодовые скорости ветра составляют 5...10 м/с в течение 270...320 суток в год. Запасы ветроэнергетических ресурсов в этих районах оцениваются в $8 \cdot 10^9$ МВт · ч годовой выработки. Наиболее мощные ветроэнергетические установки имеют электрическую мощность 2...4 МВт и диаметр рабочего колеса 60...100 м.

Первая крупная приливная электростанция мощностью 240 МВт была построена в 1967 г. во Франции в устье реки Ранс.

В развитых странах на одного человека приходится в год около 5 т сухих органических отходов. Из них городские отходы составляют приблизительно 25 % и отходы сельскохозяйственного производства – 75 %. Весьма перспективным на-

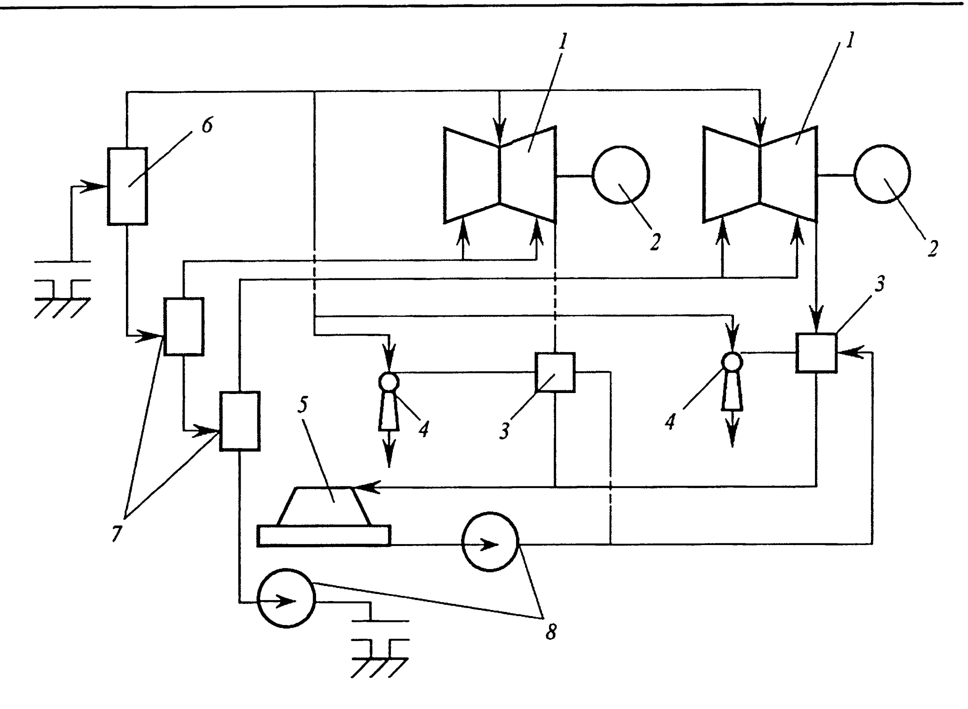



**Рис. 9.23.** Принципиальная схема ГеоТЭС:
*1* – паровая турбина; *2* – генератор; *3* – конденсатор смешивающего типа; *4* – паровой эжектор; *5* – градирня; *6* – расширитель термальной воды на скважинах; *7* – расширитель термальной воды последующих ступеней; *8* – насос

правлением энергетического использования органических отходов является производство биогаза – продукта анаэробного разложения микроорганизмами органических веществ. Теплотворная способность биогаза составляет 20,9...25,1 ГДж/м$^3$, состав: 50...80 % $CH_4$, 20...50 % $CO_2$. Выход метана достигает 10...12 м$^3$ с тонны биомассы.

Продуктами переработки биомассы являются топливные брикеты, биогаз, метанол, горючие газы пиролиза, а для компонентов, содержащих крахмал или сахар, – этиловый спирт.

Возобновляемые источники энергии, такие, как солнечная, ветровая, геотермальная, гидроэнергия и энергия биомассы, способны уже при современном технологическом уровне обеспечить до 10 % энергоснабжения, имея в виду в первую очередь малых потребителей в отдаленных районах без централизованного электротеплоснабжения.

Глава 10

# СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

## 10.1. Процессы сушки

### Общие сведения

*Сушка* – процесс удаления жидкости (влаги) из различных материалов.

Сушка широко используется в промышленности и сельском хозяйстве, так как во многих случаях необходимо удалять содержащуюся в материале излишнюю влагу. На сушку материалов в народном хозяйстве расходуется более 10% всех топливно-энергетических ресурсов страны. Во многих случаях она определяет качество готовой продукции (литье, топливо, бумага, товары широкого потребления, керамика, стройматериалы, пищевые продукты и др.), стойкость материалов при хранении (древесина, зерно, биопрепараты, фармацевтические материалы и др.), а также технико-экономические показатели производств в целом (целлюлозно-бумажного, овощесушильного, консервного и др.).

Известны два основных вида сушки: тепловая и механическая. Тепловая сушка происходит с затратой теплоты на фазовое превращение удаляемой жидкости (обычно воды). Если подвод теплоты к материалу и отвод из него водяного пара осуществляются в специальных сушильных установках, то такая тепловая сушка называется искусственной. Тепловая сушка, происходящая на открытом воздухе без специальных установок, называется естественной. Эта сушка в производстве встречается редко, но происходит при хранении и транспортировке материалов. Механическая сушка связана с удалением наименее прочно связанной с материалом жидкости механическим путем (фильтрацией, прессованием, центрифугированием) или посредством его контактирования с материалом, поглощающим влагу, и далее не рассматривается.

По способу подвода теплоты к материалу различают сушку конвективную, кондуктивную, терморадиационную (инфракрасными лучами), комбинированную (кондуктивно-конвективную, радиационно-конвективную и др.), а также сушку в поле токов высокой и сверхвысокой частоты. При этих способах сушки жидкость переходит в пар путем испарения или выпаривания в объеме материала (например, при энергоподводе в электромагнитном поле).

Применяется также сушка в вакууме при пониженной температуре и давлении ниже атмосферного. Теплота к материалу в этом случае подводится от нагретых поверхностей кондукцией или радиацией. Следовательно, вакуумная сушка практически является кондуктивной или терморадиационной. Сублимационная сушка осуществляется при давлении менее $0{,}62 \cdot 10^{-3}$ МПа, т. е. ниже тройной точки для воды, влага при этом превращается в лед и удаляется путем испарения льда (сублимации) за счет подвода теплоты материалу извне.

Специфичными вариантами конвективной сушки дисперсных материалов является сушка в разрыхленном, псевдоожиженном (кипящем, вихревом, фонтанирующем) и аэрофонтанном слоях, во взвешенном состоянии и сушка растворов в распыленном состоянии.

Эти способы, отличающиеся друг от друга характеристиками слоя материала и его агрегатным состоянием, реализуются в разнообразных сушильных установках.

Чаще других применяется конвективный способ сушки, при котором сушильный агент – предварительно подогретый воздух или его смесь с продуктами сгорания топлива (реже – перегретый пар, инертные газы) – в качестве теплоносителя и влагопоглотителя подается в сушильную камеру и вступает в тепло- и массообмен с высушиваемым материалом.

При кондуктивной сушке материал контактирует с обогреваемыми поверхностями плит, вальцев, цилиндров и др.

Различают сушильные установки периодического и непрерывного действия. В установках периодического действия сушильную камеру загружают и разгружают материалом периодически. При этом часто не обеспечивается равномерность сушки и имеют место непроизводительные затраты труда и времени. В установках непрерывного действия загрузка и выгрузка материала происходят непрерывно, что снижает влияние отмеченных ранее недостатков, но при этом необходимо усложнять конструкцию установок.

Сушка представляет собой, с физической точки зрения, сложный процесс переноса теплоты и массы (влаги) в материале и в то же время не менее сложный технологический процесс, при котором необходимо сохранить и часто улучшить качественные показатели материала. Сушка является типичным теплотехнологическим процессом. Технология сушки учитывает свойства материалов и поэтому позволяет определять рациональные способы сушки и режимы ее проведения.

## Влага материала

Количественная оценка содержания влаги в материале выполняется по величинам влагосодержания ($u$) или влажности материала ($w$). Средние по объему материала величины часто обозначают соответственно $\bar{u}$ и $\bar{w}$.

При расчетах процессов сушки чаще используют величину влагосодержания, определяемую как отношение массы влаги в материале ($m_{вл}$) к массе абсолютно сухого материала ($m_{сух}$), измеряемую в кг/кг. Кроме того, например, в технологических расчетах применяют величину влажности, определяемую по отношению к общей массе материала ($w^о$) или к его сухой массе ($w^с$), измеряемую в %. Очевидно, что

$$u = m_{вл} / m_{сух}; \quad w^с = 100\, m_{вл} / m_{сух}; \quad w^о = 100\, m_{вл} / (m_{сух} + m_{вл}). \qquad (10.1)$$

Кроме того,

$$w^с = 100\, u. \qquad (10.2)$$

Часто оказываются полезными следующие соотношения:

$$w^с = 100 w^о/(100 - w^о); \quad w^о = 100 w^с/(100 + w^с). \qquad (10.3)$$

Во влажных материалах различают три основные формы связи с твердым каркасом: химическую (химически связанная влага обычно при сушке не удаляется), физико-химическую (адсорбционно-связанная вода, осмотически связанная вода) и физико-механическую (капиллярно-связанная вода). Помимо этого учитывается вода, свободно удерживаемая и захваченная при формировании тела при его увлажнении, а также поглощенная материалом при непосредственном соприкосновении.

Удаление адсорбционной влаги сопровождается превращением ее в пар внутри материала. Осмотическая влага содержится в основном внутри клеток материала в виде жидкости, например, в сырье растительного или животного происхождения. Капиллярная влага в зависимости от режима сушки может удаляться из материала, перемещаясь в виде жидкости или пара. В зависимости от формы связи и свойств влажных материалов последние подразделяются на капиллярно-пористые, коллоидные и капиллярно-пористые коллоидные. В капиллярно-пористых материалах (песок, активированный уголь и пр.) жидкость в основном связана капиллярными силами. После обезвоживания эти материалы становятся хрупкими, мало сжимаются и впитывают любую смачивающую жидкость. В коллоидных материалах (желатин, мучное тесто и др.) преобладает адсорбционно-связанная и осмотическая влага. При удалении жидкости такие материалы сжимаются, но сохраняют эластичность. Капиллярно-пористые коллоидные материалы (древесина, кожа, глина, торф и пр.) обладают свойствами материалов первых двух видов.

Влажные материалы при обработке, использовании и хранении подвергаются воздействию теплоты, пара и жидкости. Воздействие теплоты и водяного пара на материал называют гигротермическим (характерно для сушки и хранения материалов в окружающей среде), а воздействие теплоты и жидкости – гидротермическим.

Гигротермическое равновесное состояние материала с окружающим воздухом при постоянной относительной влажности $\varphi_в$ и температуре $T_с$ наступает через продолжительное время. В области гигроскопического состояния после достижения равновесия температура $\theta$ материала равна температуре $T_с$ воздуха, давление $p_м$ паров воды у поверхности материала равно парциальному давлению $p_п$ водяного пара в воздухе. В области влажного состояния материала при $\varphi_в = 100$ % давление $p_м$ соответствует давлению пара у поверхности жидкости – давлению $p_н$ насыщенного пара (рис. 10.1). Влагосодержание материала при каждом $\varphi_в$ достигает постоянного значения $u_р$, называемого равновесным влагосодержанием (или равновесной влажностью) и зависящего от $T_с$, $\varphi_в$ и способа достижения равновесия. Влагосодержание при $\varphi_в < 100$ % называют гигроскопическим $u_г$, а равновесное влагосодержание материала, достигаемое при $\varphi_в = 100$%, называют максимальным гигроскопическим $u_{max\,г}$.

Сушка материала может осуществляться, если $u$ материала больше $u_р$, соответствующего параметрам теплоносителя. Для осуществления сушки, хранения и использования высушенных материалов необходимо знать $u_р$ в зависимости от $\varphi_в$ при различных $T_с$. Изменяя $\varphi_в$ воздуха при постоянной $T_с$, можно экспериментально получить зависимость между равновесным влагосодержанием материала и относительной влажностью $\varphi_в$ воздуха в виде кривой, называемой изотермой сорбции. В зависимости от способа достижения равновесия (увлажнение или сушка) различают изотермы сорбции и десорбции.

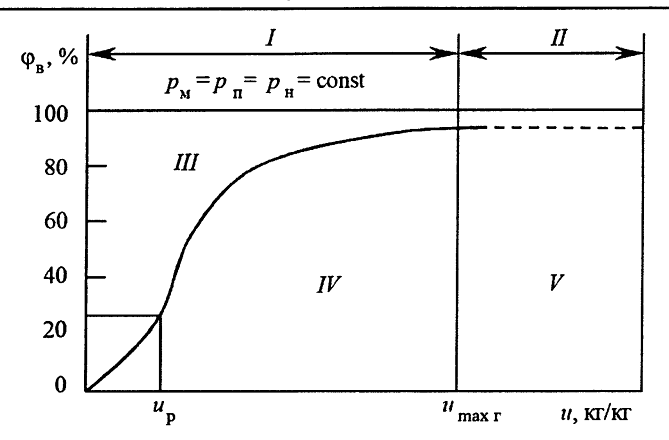



**Рис. 10.1.** Характерная изотерма десорбции (кривая равновесной влажности):
*I* – область гигроскопического состояния материала; *II* – область влажного состояния материала; *III* – область сорбции; *IV* – область десорбции; *V* – область сушки

## Тепло- и массоперенос при сушке

Сушка представляет собой сложный комплекс взаимосвязанных процессов переноса теплоты от теплоносителя к материалу, фазового превращения (испарения), переноса теплоты и влаги внутри материала (тепло- и массоперенос), передачи влаги с поверхности материала в среду.

Особо сложным является тепломассоперенос в объеме капиллярно-пористых (часто коллоидных капиллярно-пористых) тел, к которым относится большинство материалов. В общем случае он сопровождается диффузионным (молекулярным) переносом пара, неконденсирующего газа, перемещением жидкости в результате действия капиллярных сил, фильтрацией (молярным переносом) вещества при возникновении в объеме тел избыточного общего давления и др.

При анализе и расчетах процессов внутреннего переноса теплоты и массы вещества широко применяют феноменологический подход, который основан на следующем соотношении:

$$\vec{j}_m = \vec{j}_ж + \vec{j}_п = -a_m \rho_0 \nabla \vec{u} - a_m \rho_0 \delta \nabla \vec{\theta} - k_р \nabla \vec{P}, \qquad (10.4)$$

где $\vec{j}_m$ – вектор плотности потока вещества, кг/(м$^2 \cdot$с); $\vec{j}_ж$ и $\vec{j}_п$ – векторы плотности потоков жидкости и пара, кг/(м$^2 \cdot$с); $a_m$ – коэффициент диффузии влаги в объеме тела, м$^2$/с; $\rho_0$ – плотность абсолютно сухого тела, кг/м$^3$; $\delta$ – относительный коэффициент термодиффузии влаги, К$^{-1}$; $k_р$ – коэффициент молярного переноса влаги, кг/(м$\cdot$с$\cdot$Па); $\nabla \vec{P}$ – вектор градиента избыточного давления, Па$\cdot$м$^{-1}$; $\nabla \vec{u}$ и $\nabla \vec{\theta}$ – соответственно векторы градиентов влагосодержания и температуры материала ($\theta$), м$^{-1}$ и К$\cdot$м$^{-1}$.

Очевидно, что величины в правой части уравнения (10.4) соответственно определяют: первая – диффузионную составляющую потока массы; вторая – составляющую потока за счет действия термодиффузии, называемой часто термовлагопроводностью; третья – фильтрационную (молярную) составляющую. В зависимости от параметров режима и свойств материала соотношение этих величин различно. Например, при сушке, когда ее можно рассматривать как изотерми-

ческую и при малых значениях $\theta$, второе и третье слагаемые могут быть приняты равными нулю. При интенсивных (высокотемпературных) процессах сушки влажных материалов вероятно возникновение в их объеме существенного избыточного давления и поэтому можно пренебречь первым и вторым слагаемыми и т. п.

Все входящие в уравнение (10.4) коэффициенты зависят от величин $u$ и $\theta$ и определяются экспериментально. Для влажных материалов они приобретают характер эффективных величин, учитывающих суммарный перенос жидкости и пара. Плотность потока теплоты (Вт/м$^2$) в материале может быть определена по уравнению

$$\vec{q}_{т} = -\lambda_{э}\nabla\vec{\theta}. \qquad (10.5)$$

Эффективный коэффициент теплопроводности $\lambda_{э}$ [Вт/(м·К)] зависит от свойств материала, а также от $u$ и $\theta$. Он определяет способность влажного материала проводить теплоту кондукцией через его скелет и конвекцией за счет переноса пара и жидкости через материал.

Используя законы сохранения энергии и вещества, уравнения переноса (10.4) и (10.5), можно получить полную систему дифференциальных уравнений молярно-молекулярного тепломассопереноса, например, при сушке. В тех случаях, когда коэффициенты и термодинамические характеристики могут быть приняты постоянными, молярный перенос отсутствует, система уравнений упрощается и принимает вид

$$\partial\theta / \partial t = a\nabla^2\theta + (\varepsilon r / c_{пр})\partial u / \partial t; \quad \partial u / \partial t = a_m(\nabla^2 u + \delta\nabla^2\theta), \qquad (10.6)$$

где $a$ – коэффициент температуропроводности, м$^2$/с; $\varepsilon$ – критерий (коэффициент) фазового превращения, характеризующий изменение $u$ вследствие испарения по отношению к общему изменению $u$ в данной точке тела: $r$ – удельная теплота испарения, Дж/кг; $c_{пр}$ – приведенная (к 1 кг сухого вещества) удельная теплоемкость материала, $c_{пр} = c_{с.в} + c_{вл} u_m$, Дж/(кг·К).

Система уравнений (10.6) устанавливает связь между пространственными и временными изменениями $u$ и $\theta$. Для однозначного определения полей этих величин необходимо задаться начальным их распределением в материале, законом взаимодействия окружающей среды с поверхностью материала и формой исследуемого образца. Анализ решений системы уравнений (10.6) при соответствующих краевых условиях позволил выявить механизм сушки различных материалов и создать ряд скоростных методов экспериментального определения теплофизических характеристик влажных капиллярно-пористых тел.

Строгое аналитическое решение полной системы дифференциальных уравнений не всегда возможно, но анализ процесса сушки упрощается, если воспользоваться теорией подобия. Пусть, например, начальное распределение $u$ и $\theta$ в капиллярно-пористой пластине равномерно. Для этого случая поля температуры и влагосодержания при сушке могут быть получены аналитически при различных методах подвода теплоты. Из-за сложности аналитических решений часто поля $u$ и $\theta$ определяют экспериментально.

При конвективном подводе теплоты материал нагревается со стороны внешних слоев, в которых начинает испаряться влага. В результате в материале создаются градиенты $\theta$ и $u$, вызывающие потоки влаги, противоположные по направлению (рис. 10.2, *а*), что снижает результирующую плотность потока влаги к поверхности.

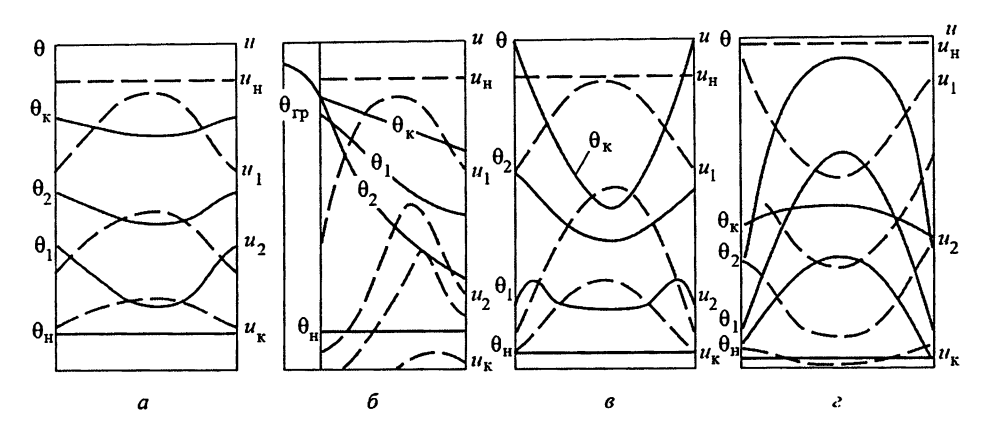



**Рис. 10.2.** Характерные поля температуры θ и влагосодержания *u* в материале при сушке с различными методами подвода теплоты («н» и «к» – начальное и конечное значения): сплошная кривая – θ; штриховая – *u*

Термодиффузия при кондуктивном подводе теплоты (рис. 10.2, *б*) вызывает поток влаги, совпадающий по направлению с диффузионным потоком влаги в большей части объема, примыкающего к внешней границе тела, и противоположный – в контактной зоне материала, где имеется вторая зона парообразования.

При подводе теплоты к материалу излучением поля *u* и θ подобны полям при конвективной сушке (см. рис. 10.2, *а*), но градиенты *u* и θ выше. При $T_с$ больше температуры поверхности материала обнаруживается аномальное распределение температуры (рис. 10.2, *в*), при котором максимум θ находится на некотором расстоянии от поверхности материала.

При сушке материалов в электромагнитном поле высокой или сверхвысокой частоты (рис. 10.2, *г*) определяющее влияние на интенсивность переноса влаги оказывает распределение температуры, при котором в центре материала она может быть выше, чем на поверхности. При этом способе сушки направления диффузионного и термодиффузионного потоков влаги совпадают, наблюдается значительная интенсивность переноса влаги, поэтому этот способ целесообразно применять для материалов, сушка которых лимитируется переносом влаги к поверхности тела.

Сушка является необратимым нестационарным процессом, при котором $u = f(x, y, z, t)$, поэтому анализ процессов сушки и их расчет должны быть связаны с кинетикой процесса, отражающей изменение среднего влагосодержания $\bar{u}_m$ и средней температуры $\bar{\theta}$ материала во времени.

При сушке капиллярно-пористых коллоидных материалов изменение $\bar{u}$ во времени *t* происходит по зависимости (кривой сушки), показанной на рис. 10.3, *а*, получаемой обычно экспериментально. Изменение θ от *t* описывается кривой нагрева или термограммой сушки. Однако более полно кинетика сушки выявляется по температурным зависимостям $\bar{\theta} = f(\bar{u})$ и кривым скорости сушки $d\bar{u} / dt = f(\bar{u})$ (рис. 10.3, *б*). Зависимости (см. рис. 10.3) свидетельствуют о том, что сушка протекает в несколько периодов. В период прогрева $t_п$ материала $u_п$ изменяется незначительно, причем при конвективной сушке $\bar{u}_п > \bar{u}_{max\,г}$, $T_с > \theta_п$, $p_с < p_п$ ($\bar{u}_п$, $\theta_п$ и $p_п$ – соот-

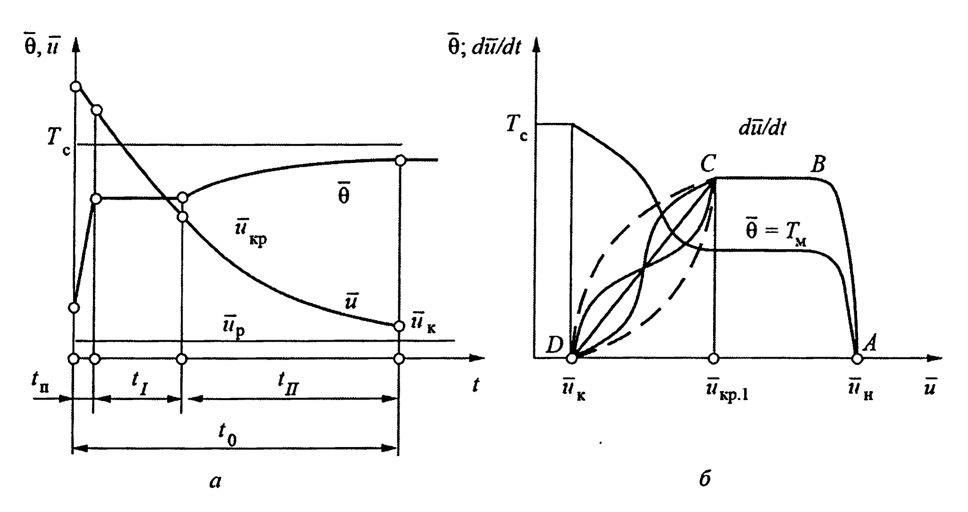



**Рис. 10.3.** Характерные кривые кинетики конвективной сушки:
*а* – кривая и термограмма сушки; *б* – кривая скорости и температурная кривая сушки; *AB* – прогрев материала; *BC* – период постоянной скорости сушки; *CD* – период убывающей скорости сушки

ветственно влагосодержание, температура поверхности слоя и парциальное давление водяного пара над поверхностью материала). Длительность периода $t_п$ невелика, и при сушке «тонких» материалов его значением пренебрегают.

Период сушки $t_I$ – период постоянной скорости сушки – характеризуется примерно постоянной скоростью сушки, неизменной $\theta_п$, равной при конвективной сушке температуре адиабатного испарения (мокрого термометра), и равенством $p_п = p_н$. Интенсивность испарения в этот (первый) период соответствует испарению со свободной поверхности жидкости. Конец периода наступает в момент достижения поверхностью материала влагосодержания $\bar u_п$, равного $u_{max\,г}$, которое, как и $p_п$, со временем снижается, при этом $p_п < p_н$, $p_п = f(\bar u_п, \theta_п)$. Окончанию периода соответствует первое критическое влагосодержание $\bar u_{крI}$. При сушке «толстых» материалов независимо от $\bar u_{max\,н}$ период $t_I$ не наблюдается.

Второй период сушки $t_п$ характеризуется непрерывно убывающей скоростью сушки, ростом средней температуры $\bar\theta$ материала, приближающейся в конце процесса к температуре среды $T_с$. Практически сушка материала не доводится до $\bar u_р$ и заканчивается при $\bar u_к > \bar u_р$.

Особенности сушки на участке *CD* (см. рис. 10.3, *б*) зависят от форм связи влаги с материалом, способа подвода теплоты и режима сушки. Поэтому этот период иногда делят на две или три части (зоны) с наличием второго и третьего критических влагосодержаний.

Важной закономерностью кинетики сушки является инвариантность значений некоторых величин от текущих значений влагосодержания и средней температуры, т. е.

$$(Nt)_{\bar u} = \text{const}, \quad (N_I t)_{\bar u} = \text{const}, \quad (t/t_I)_{\bar\theta} = \text{const}, \qquad (10.7)$$

где $N$ и $N_I$ – максимальная скорость сушки и скорость сушки в период $I$.

Постоянство этих величин для данных текущих $\bar{u}$ и $\bar{\theta}$ независимо от режима процесса сушки позволяет семейства кривых сушки и нагрева представить едиными обобщенными кривыми, что составляет основу методов обобщения кинетических кривых в координатах $\bar{u} - Nt$, $\bar{u} - N_I t$, $\theta - t/t_I$ и других, а также в безразмерных координатах; $(N_I t)_{\bar{u}}$ находят из обобщенной кривой сушки по заданной величине $\bar{u}$.

Продолжительность сушки $t_0$ может быть определена по любой инвариантной величине, например,

$$t_0 = (N\,t)_{\bar{u}_к} \,/\, N = \text{const}\,/N. \tag{10.8}$$

Используя уравнения кривой сушки периода $I$ (уравнения прямой) и уравнения для всех частей периода $II$ (уравнения экспонент), можно получить формулу для вычисления общей длительности сушки.

Скорость сушки в период $I$ рассчитывают по интенсивности испарения влаги с поверхности материала [ кг/(м$^2 \cdot$ с)]

$$j_m = \alpha_m\,(\,p_п - p_с\,), \tag{10.9}$$

где $\alpha_m$ – коэффициент массообмена, кг/(м$^2 \cdot$ с $\cdot$ Па).

В зависимости от способа подвода теплоты и режима $\alpha_m$ находят по соотношениям вида $\text{Nu}_m = f(\text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr}, K_l, ..., K_n)$, в которых диффузионное число Нуссельта $\text{Nu}_m = (\alpha_m l) \,/\, \lambda_m$, $K_l, ..., K_n$ – безразмерные комплексы или симплексы, учитывающие конкретные особенности тепло- и массообмена при данном способе сушки; $l$ – определяющий размер материала, м; $\lambda_m$ – коэффициент массопроводности водяного пара в воздухе.

Связь между $j_m$ и $N_I$ устанавливается балансовым соотношением

$$j_m = \rho_0 N_I V \,/\, A, \tag{10.10}$$

где $V$ – объем материала, м$^3$; $A$ – площадь поверхности материала, м$^2$; $N_I = (d\bar{u}/dt)_I$, с$^{-1}$.

Кинетика теплообмена при сушке может быть выявлена по данным кинетики влагообмена на базе основного интегрального уравнения кинетики сушки

$$q(t) = \rho_0 r V (d\bar{u}/\,dt)[1 + c_{пр}\,d\bar{\theta}/(r\,d\bar{u})]\,/\,A = \rho_0 r V(d\bar{u}/\,dt)(1 + \text{Rb})\,/\,A, \tag{10.11}$$

где $q(t)$ – тепловой поток, отнесенный к единице поверхности и идущий на нагревание (второе слагаемое) и испарение (первое слагаемое) влаги из материала в процессе сушки; $\text{Rb} = c_{пр}\,d\theta \,/\, (r\,du) = c_{пр}\,b/r$ – критерий (число) Ребиндера, определяемый влагосодержанием, который практически не зависит от параметров режима; $b = d\bar{\theta} \,/\, d\bar{u}$ – температурный коэффициент сушки, К; $r$ – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Зависимость $\text{Rb} = f(\bar{u})$, которая может быть получена при сушке на основе опытных данных, позволяет определять $q(t)$ и среднеобъемную температуру $\bar{\theta}$ материала, что важно для выбора технологии и оптимального режима процесса.

## 10.2. Особенности сушильных установок

### Типы сушильных установок

Сушильные установки разнообразны по конструкции, размерам и параметрам режима, что обусловлено различиями свойств высушиваемых материалов, а также целей и масштабов сушки. Конвективная сушка крупных и кусковых изделий осуществляется в камерных и туннельных сушильных установках; сыпучих материалов – в ленточных, шахтных, барабанных установках, в сушильных установках с кипящим слоем материала, в пневматических трубах-сушилках, в камерах с вихревыми потоками материала; жидкостей – в распылительных сушилках и др.

Кондуктивные сушильные установки для сушки тонких листовых, сыпучих, жидких и пастообразных материалов конструктивно выполняются в виде барабанов с расположенными внутри нагреваемыми трубами (трубчатые сушилки), в виде камер с горизонтально расположенными нагреваемыми полыми тарелками (тарельчатые сушилки), в виде полых обогреваемых изнутри цилиндров или вальцев (цилиндрические или вальцевые сушилки) и др.

При радиационной сушке теплота передается к материалу излучением от специально нагреваемых поверхностей (излучателей) или специальных ламп, которые находятся в камерах сушильных установок.

В некоторых сушильных установках энергия подводится комбинированным способом в различных газообразных или жидких (часто инертных) средах, в камерах сушильных установок давление повышается или понижается (например, ниже тройной точки для воды), осуществляется вибрирование материала и др. Комбинирование способов подвода теплоты, осуществляемое на основе технико-экономического анализа, – весьма эффективный путь интенсификации сушки.

При всем многообразии конструкций сушильные установки состоят из основных элементов, показанных на рис. 10.4.

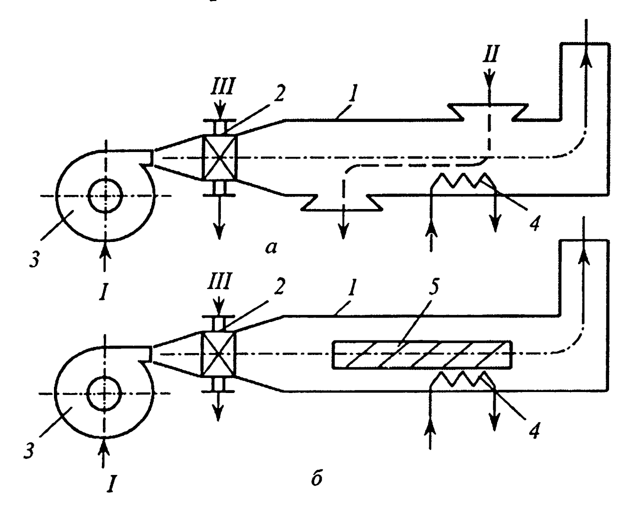



**Рис. 10.4.** Сушильные установки непрерывного (*а*) и периодического (*б*) действия:
*1* – сушильная камера; *2* – подогреватель теплоносителя (паровоздушный, водовоздушный или электрический калорифер); *3* – вентилятор; *4* – дополнительный источник теплоты в камере; *5* – материал, периодически загружаемый в камеру; *I* – поток теплоносителя; *II* – поток высушиваемого материала; *III* – поток греющего теплоносителя

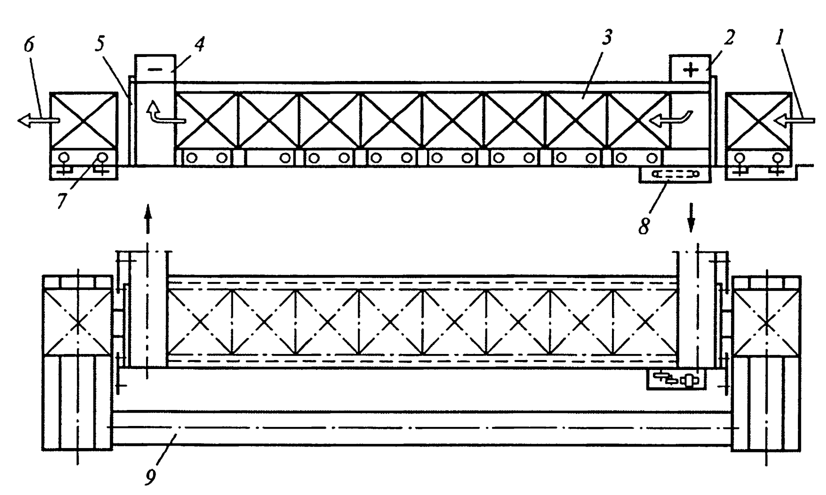



**Рис. 10.5.** Схема туннельной сушилки:
*1* – вход влажного материала; *2* – вход теплоносителя; *3* – вагонетки; *4* – выход отработанного теплоносителя; *5* – дверь; *6* – выход высушенного материала; *7* – траверсная тележка; *8* – механизм передвижения вагонеток; *9* – обходной путь

При создании сушильных установок широко применяются специальные топки, в топочные газы которых при сушке обычно добавляется воздух; устройства для выделения частиц сухого продукта из потока теплоносителя (циклоны, скрубберы, фильтры); охладители сухого продукта (если по технологическим требованиям предусмотрено его охлаждение); питатели, затворы и др.

Туннельные сушилки (рис. 10.5) предназначены для обезвоживания лесоматериалов, листовых (картон, плиты, шкурки), зернистых, волокнистых материалов и др.

Для сушки волокнистых и зернистых материалов (например, лубоволокнистого сырья, травы, зернистых полимеров) применяют ленточные сушилки (рис. 10.6). Материал перемещается ленточным пластинчатым конвейером *1*, причем в каждой секции сушильной установки может поддерживаться свой режим сушки. Воздух нагревается в калорифере *6* и вентилятором *7* подается в распределительный канал *8* и далее проходит через слой материала *4*. Окна *3* обеспечивают возможность рециркуляции воздуха. Часть его отсасывается вентилятором *9*. Подача свежего воздуха осуществляется через окно *5*. Рыхлители *2* предназначены для более равномерного высушивания материала путем его периодического перемешивания.

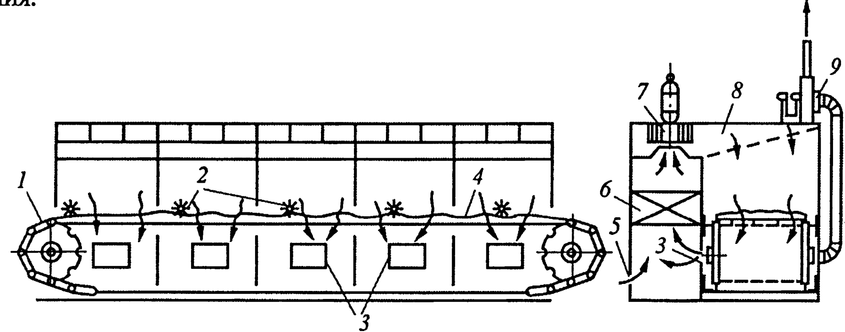



**Рис. 10.6.** Схема ленточной сушилки

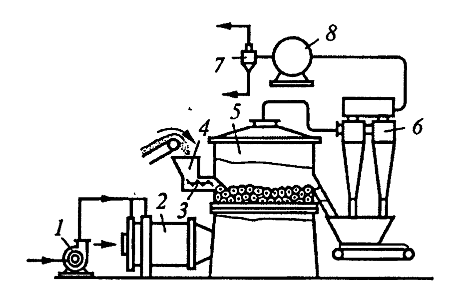



**Рис. 10.7.** Схема установки для сушки с кипящим слоем

Более сложны установки для сушки материалов с кипящим слоем (рис. 10.7). Теплоносителем в такой сушильной установке является воздух или топочный газ, получаемый в топке *2*. Вентилятором *1* в ней создается избыточное давление. Влажный материал из бункера *4* шнеком *3* подается в сушильную камеру *5*. Для очистки уходящего теплоносителя предусмотрены циклоны *6*, скруббер *8* и каплеуловитель *7*.

## Тепловой расчет сушильных установок

При тепловых расчетах часто используется *dh*-диаграмма влажного воздуха, а также аналитические кинетические соотношения. Расходы теплоты и теплоносителя для стационарных условий сушки (при неизменных параметрах теплоносителя) определяются на основе балансовых уравнений.

Масса $M_{вл}$ влаги, испарившейся в сушильной установке за единицу времени (кг/с), определяется по формуле

$$m_1 (w_1^0 - w_2^0)/(100 - w_2^0) = m_2 (w_1^0 - w_2^0)/(100 - w_1^0) = M_{вл}, \quad (10.12)$$

где $m_1$ и $m_2$ – массовый расход материала соответственно перед сушильной установкой и за ней, кг/с; $w_1^0$ и $w_2^0$ – начальная и конечная влажность материала, %.

Баланс влаги в сушильной камере при установившемся процессе сушки для установки с однократным использованием сухого воздуха имеет вид

$$M_{в1} d_1 /1000 + m_1 w_1^0 /100 = M_{в2} d_2 /1000 + m_2 w_2^0/100, \quad (10.13)$$

где $M_{в1}$ и $M_{в2}$ – массовый расход сухого воздуха соответственно поступающего и выходящего из сушильной камеры, кг/с; $d_1$ и $d_2$ – влагосодержание воздуха соответственно до сушильной камеры и после нее, г/кг.

Если исключить влияние неплотностей конструкции сушильной установки, то

$$M_{в1} = M_{в2} = M_в$$

и

$$M_в (d_2 - d_1)/1000 = (m_1 w_1^0 - m_2 w_2^0)/100 = M_{вл}. \quad (10.14)$$

Удельный расход сухого воздуха в сушильной установке принято относить к 1 кг испарившейся влаги, в связи с чем

$$m_в = M_в / M_{вл} = 1000/(d_2 - d_1). \quad (10.15)$$

По известным значениям $M_в$ или $m_в$ можно определить количество теплоты (в Дж), необходимое для подогрева воздуха за единицу времени,

$$Q = m_в M_{вл} (h_1 - h_0) = M_в (h_1 - h_0), \tag{10.16}$$

или удельное количество теплоты на 1 кг испарившейся влаги (Дж/кг)

$$q = m_в (h_1 - h_0), \tag{10.17}$$

где $h_0$ и $h_1$ – энтальпия воздуха до и после подогрева, Дж/кг.

Для определения $h_1$ и $h_2$ следует использовать тепловой баланс сушильной камеры:

$$M_в h_1 + m_1 c_{м1} \theta_{м1} + m_{тр} c_{тр} T_{тр1} + Q_{доб} =$$
$$= M_в h_2 + m_2 c_{м2} \theta_{м2} + m_{тр} c_{тр} T_{тр2} + Q_{о.с} \pm Q_х, \tag{10.18}$$

где $m_1$, $m_2$ и $m_{тр}$ – массовый расход материала соответственно до сушки, после нее и перемещающихся через камеру транспортных устройств, кг/с; $c_{м1}$, $c_{м2}$ и $c_{тр}$ – удельные теплоемкости материала соответственно до сушки, после нее и транспортных устройств, Дж/(кг · К); $\theta_{м1}$ и $\theta_{м2}$, $T_{тр1}$ и $T_{тр2}$ –температура соответственно материала и транспортных устройств до сушки и после нее; $Q_{доб}$ – мощность дополнительного источника теплоты в камере, Вт; $Q_{о.с}$ – потери теплоты через ограждения сушильной камеры за единицу времени, Вт; $Q_х$ – теплота, выделяемая в результате химических реакций или затрачиваемая за единицу времени на отделение от материала химически связанной и адсорбционной влаги, Вт.

Поскольку $m_1 = m_2 + m_{вл}$, уравнение баланса можно привести к виду

$$M_в (h_2 - h_1) = Q_{доб} + m_{вл} c_{вл} \theta_{м1} - Q_м - Q_{тр} - Q_{о.с} \pm Q_х, \tag{10.19}$$

или в расчете на 1 кг испарившейся влаги

$$m_в (h_2 - h_1) = q_{доб} + c_{вл} \theta_{м1} - q_м - q_{тр} - q_{о.с} \pm q_х, \tag{10.20}$$

где $q_{доб}$ – удельная дополнительная теплота, вносимая в сушильную камеру, Дж/кг; $q_{о.с}$ – удельные потери теплоты в окружающую среду, Дж/кг; $q_м$ и $q_{тр}$ – удельные потери теплоты на нагревание материала и транспортных устройств в сушильной камере, Дж/кг; $q_х$ – удельная теплота экзо- или эндотермических процессов в сушильной камере, Дж/кг; $c_{вл}\theta_{м1}$ – теплота, содержащаяся в 1 кг влаги материала, поступающего в сушильную камеру.

После введения поправки $\Delta$ на действительную сушилку:

$$q_{доб} + c_{вл} \theta_{м1} - q_м - q_{тр} - q_{о.с} \pm q_х = \Delta \tag{10.21}$$

уравнение теплового баланса сушильной камеры будет

$$m_в (h_2 - h_1) = \Delta. \tag{10.22}$$

При сушке возможны следующие три случая:

1) $\Delta < 0$, тогда дополнительно внесенная теплота не компенсирует потери теплоты и $h_2 < h_1$;

2) $\Delta > 0$, т. е. внесенная теплота превышает потери теплоты и $h_2 > h_1$;

3) $\Delta = 0$, т. е. внесенная теплота компенсирует потери теплоты и $h_2 = h_1$.

***Графоаналитический расчет сушильной установки.*** Изменение параметров воздуха при его нагревании и в процессе сушки можно наглядно представить *hd*-диаграммой (рис. 10.8), а затем определить удельные расходы воздуха и теплоты.

Пусть известны параметры воздуха до подогрева $T_0$ и $\varphi_{в0}$, после сушильной камеры $T_2$ и $\varphi_{в2}$, поправка (10.21) на действительную сушилку $\Delta < 0$. Так как при нагревании $d_1 = d_0$, то процесс на *hd*-диаграмме изображается вертикалью от точки 0 вверх по линии $d_0 = d_1$. Точка *2* определяет параметры воздуха $d_2$, $h_2$ и $\varphi_{в2}$ после сушильной камеры.

Для теоретической сушилки при $h_2 = h_1^т$ на пересечении линий $h_2 = \text{const}$ и $d_2 = \text{const}$ определяется точка $1^т$, характеризующая состояние воздуха после нагревания. В действительной сушилке (при $\Delta < 0$) $h_1 > h_2$, поэтому линия $h_1 = \text{const}$ должна на диаграмме располагаться выше линии $h_2 = \text{const}$, причем разность $h_1 - h_2 = \Delta / m_в$ в масштабе (т. е. $2\text{–}2_1 = M_h \Delta / m_в$, где $M_h$ – масштаб оси *h*).

Так как $m_в = 1000 / (d_2 - d_0)$, а разности $(d_2 - d_0)$ на диаграмме соответствует отрезок 2–3, $m_в = 1000 / (2\text{–}3M_d)$ и $2\text{–}2_1 = (\Delta 2\text{–}3M_d) / (1000M_h)$, где $M_d$ – масштаб оси *d*. Через точку $2_1$ проводится прямая $h_1 = \text{const}$, пересечение которой с вертикалью $d_1 = \text{const}$ определяет положение точки 1, характеризующей состояния подогретого воздуха перед сушильной камерой. По координатам точки 1 определяются $T_1$ и $\varphi_{в1}$.

При $\Delta > 0$ откладывается отрезок 2–2′ от точки 2 вниз, и процесс изображается линией 0–1′–2. Таким образом, весь процесс сушки на *hd*-диаграмме изображается отрезками 0–1′–2, причем 0–1′ – подогрев воздуха, а 1′–2 – сушка.

Удельный расход теплоты на подогрев воздуха в соответствии с выражением (10.17) определится отношением $q = m(0\text{–}1) / (2\text{–}3)$, где $m = 1000\, M_h / M_d$.

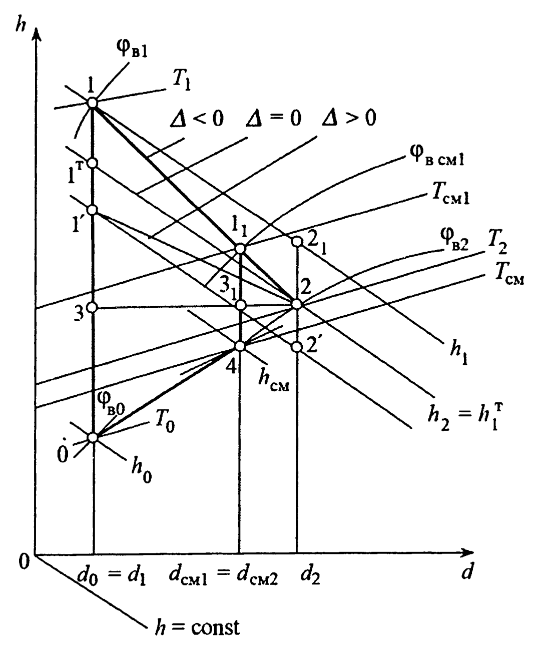



**Рис. 10.8.** Построение сушильного процесса в *hd*-диаграмме

Графоаналитические методы можно использовать также для расчета и анализа процессов сушки, в которых происходит частичная или полная рециркуляция теплоносителя (воздуха, топочных газов), его промежуточный подогрев, или для комбинированных вариантов сушки.

***Рециркуляция*** – возврат воздуха или уходящих газов в сушильную камеру или топку.

Рециркуляция широко применяется в сушильных установках. Пусть, например, в сушильной установке осуществляется частичная рециркуляция воздуха (см. рис. 10.8). В этом случае воздух из сушильной камеры (точка 2) частично выбрасывается, а частично возвращается к вентилятору, где смешивается с наружным воздухом (точка 0). Отношение массы отработавшего и наружного воздуха в смеси характеризуется кратностью рециркуляции $n$. При известной кратности (например, $n = 3$) определяется положение точки 4, характеризующей состояние смеси ($T_{см}$, $d_{см}$, $\varphi_{в\,см}$, $h_{см}$). Эта смесь подогревается при $d_{см} = d_{см1}$ до $T_{см1}$ (точка $1_1$). Таким образом, 0–4 – смешение, 4–$1_1$ – подогрев, $1_1$–2 – сушка.

Удельный расход циркулирующего воздуха, по аналогии с уравнением (10.15),

$$m_в = 1000 / (d_2 - d_{см}),\ \ m_{вп} = m_в\,(n + 1), \qquad (10.23)$$

или графически

$$m_в = 1000 / (2\text{–}3' \cdot M_d). \qquad (10.24)$$

Расход воздуха при сушке с рециркуляцией может возрастать в $(n + 1)$ раз, что приводит к увеличению расхода энергии на привод вентилятора, но одновременно повышается скорость воздуха у материала, при этом ускоряется процесс сушки.

Рециркуляция воздуха целесообразна также в тех случаях, когда сушку необходимо осуществлять при «мягком» режиме ($d_{см1} > d_1$, $\varphi_{в\,см1} > \varphi_{в1}$, $T_{см1} < T_1$), способствующем равномерной сушке по толщине материала. Нередко в результате такой сушки повышается качество высушиваемого материала (например, керамики). Удельный расход теплоты на подогрев воздуха при рециркуляции

$$q = m_в\,(h_{см1} - h_{см}) \qquad (10.25)$$

или графически

$$q = m\,(4\text{–}1_1) / (2\text{–}3'). \qquad (10.26)$$

Расход теплоты при сушке без рециркуляции и с рециркуляцией во многих случаях отличается несущественно.

Сушилки с промежуточным подогревом воздуха состоят из нескольких зон; температура воздуха, поступающего в каждую зону, может быть различной или одинаковой в зависимости от требований технологии.

На рис. 10.9 на $hd$-диаграмме показан процесс сушки с промежуточным подогревом воздуха до одинаковой температуры $T_1$. Наружный воздух (точка 0) подогревается в первом подогревателе и поступает в зону 1 сушилки (точка $1_1$). Отработавший воздух зоны 1 (точка $2_1$) подогревается в промежуточном подогревателе и поступает в зону 2 (точка $1_2$). Отработавший воздух зоны 2 (точка $2_2$) подогревает-

ся во втором промежуточном подогревателе и поступает в зону 3 (точка $1_3$) и т. д.

При сушке с промежуточным подогревом воздуха (многоступенчатый процесс) расходы воздуха и теплоты такие же, как и в одноступенчатом процессе с одним подогревателем при тех же параметрах наружного (точка 0) и отработавшего воздуха (точка $2_3$). Однако максимальная температура в этом процессе значительно ниже, чем в одноступенчатом ($T_1 < T'$). Такие сушильные установки применяются в случаях, если материал не должен подвергаться воздействию высокой температуры, а также для большей равномерности сушки.

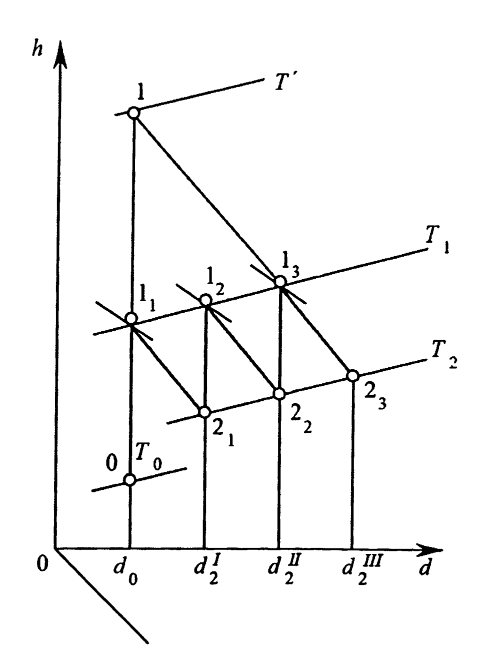



**Рис. 10.9.** Процесс сушки с промежуточным подогревом воздуха в *hd*-диаграмме

Исходя из изложенного, можно определить порядок теплового расчета сушильных установок.

***Порядок расчета сушильных установок.*** Выбор способа подвода теплоты, параметров режима, типа и размеров сушильных установок, оценка их соответствия технологическим требованиям возможны на базе в основном экспериментальных данных о скорости сушки, распределении $u$, $\theta$ и $p$ в объеме материала.

Расчет сушильной установки при проектировании проводится в следующем порядке. По исходным данным (к которым относятся производительность, способы подвода теплоты к материалу и нагревания теплоносителя, начальное и конечное влагосодержание, размеры и масса изделия, параметры режима $T_1$ и $\varphi_в$, скорость теплоносителя при конвективной сушке) определяются $M_{вл}$, $m_в$ и $q$. Затем рассчитывается общая продолжительность сушки $t_0$, для чего используются методы и уравнения (10.8), (10.10) и (10.11), дополнительные справочные данные по технологии и др. В зависимости от $t_0$ находится необходимое время пребывания материала в камере сушильной установки, выбирается соответствующая скорость его перемещения при известной длине камеры или длина камеры, если задана скорость.

В тех случаях, когда поверхность материала определить трудно (например, при распылительной сушке), применяют величины, отражающие интенсивность процессов тепло- и массообмена в единице объема сушильных камер (объемное напряжение по испаряемой влаге – масса влаги, испарившейся в единице объема аппарата за единицу времени).

С помощью уравнения (10.11), используя $\mathrm{Rb} = f(\bar{u})$, находят зависимость $\bar{\theta}$ материала от $\bar{u}$ и $q(t)$. При отсутствии данных о Rb температуру уходящего из сушильной установки материала приближенно принимают несколько ниже температуры теплоносителя, с которым он контактирует.

Основные размеры камеры сушильной установки можно определить, если известны скорость сушки при выбранных режимах, изменение температуры и соответственно свойств материала. При этом учитываются аэродинамические особенности камеры, возможность уноса мелких частиц материала, энергетические затраты на перемещение теплоносителя и др. Окончательный выбор площади поперечного сечения камеры и ее длины обычно проводится на основе вариантных расчетов.

Глава 11

# ОТОПЛЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

## 11.1. Отопление

### Тепловой режим здания

***Отопление*** – искусственный обогрев помещений в целях возмещения в них тепловых потерь и поддержания на заданном уровне температуры, отвечающей чаще всего условиям теплового комфорта для людей, а иногда требованиям технологического процесса.

Системы отопления и вентиляции призваны обеспечить определенные теплофизические условия (микроклимат) в помещениях для людей, для сохранения строительных конструкций, оборудования, предметов, для проведения технологических процессов (ткацкие и текстильные фабрики, предприятия точного машиностроения и т. п.). К системам отопления и вентиляции предъявляется ряд санитарно-гигиенических требований, к которым относятся заданные уровни температуры воздуха, влажности и скорости его движения, возможность регулирования указанных величин (ввиду значительных колебаний параметров наружного воздуха), пожаробезопасность и бесшумность работы.

Тепловой режим в помещениях зависит от теплоизоляционных свойств наружных ограждений (стен, пола, потолка), расположения теплоотдающих элементов системы обогрева, интенсивности тепловыделений других источников теплоты (технологического оборудования, источников освещения), количества наружного воздуха, поступающего в помещения через неплотности ограждений, и других факторов. В гражданских зданиях теплота поступает в основном от системы отопления, а теплопотери происходят через наружные ограждения. Требуемый микроклимат помещений создается работой систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха и характеризуется температурой $T_в$ внутреннего воздуха, температурой $T_р$ поверхностей ограждения (радиационной температурой), скоростью $w_в$ перемещения воздуха и относительной влажностью $\varphi_в$. Сочетания значений указанных параметров, обеспечивающих хорошее самочувствие людей, называются зонами комфорта.

Для гражданских зданий значения $w_в$ и $\varphi_в$ меняются незначительно, поэтому основной задачей при создании комфортных условий является поддержание определенных температур $T_в$ и $T_р$, которые являются исходными условиями при проектировании ограждений и отопительно-вентиляционных систем.

Для поддержания заданного микроклимата в помещении должен соблюдаться тепловой баланс потерь и поступлений теплоты. В ряде случаев (в целях экономии теплоты) необходимо обеспечение регулируемого микроклимата, изменяющегося в течение суток. Так, в административных и производственных помещениях основная система отопления и вентиляции должна отключаться на период отсутствия людей, и работает лишь дежурная система отопления.

## Определение теплопотерь через ограждающие конструкции

Расчетные теплопотери $Q_{т.п}$ (Вт) через отдельные ограждения или их части площадью $A_п$ (м$^2$) определяются выражением

$$Q = k(T_в - T_н)n_1 A_п \eta_п,$$

где $k = 1/R_{то}$ – коэффициент теплопередачи данного ограждения, Вт/(м$^2$ · К); $R_{то}$ – термическое сопротивление теплопередачи, м$^2$ · К/Вт; $T_н$ – расчетная температура наружного воздуха, К; $n_1$ – поправочный множитель, учитывающий уменьшение расчетной разности температур $(T_в - T_н)$ для ограждений, которые отделяют отапливаемые помещения от неотапливаемых и непосредственно не омываются наружным воздухом; $\eta_п$ – коэффициент, учитывающий добавочные потери, которые могут заметно изменяться под влиянием облучения солнцем, инфильтрации и эксфильтрации воздуха через толщу ограждений, щели; коэффициент $\eta_п$ в зависимости от условий может быть больше и меньше 1.

В промышленных зданиях при составлении теплового баланса отдельных помещений приходится учитывать и другие теплопотери или теплопоступления. Суммарные теплопотери через все элементы ограждающих конструкций дают исходную величину для расчета теплопроизводительности $Q_{от}$ системы отопления.

Расчеты при проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования базируются на данных, полученных в процессе эксплуатации помещений различного назначения. Эти данные объединены в нормативные документы – строительные нормы и правила СНиП II-3 –79 «Строительная теплотехника». Они содержат указания по выбору $T_в$, $T_н$, $n_1$ и других параметров в зависимости от типа и назначения здания, характеристик ограждающих конструкций и т. д. Так, для помещений жилых и общественных зданий температура $T_в$ воздуха в комнатах в зимний период должна приниматься равной 291 К, для детских садов и яслей 293 К. Относительная влажность для указанных типов зданий должна быть в пределах $\varphi_в$ = 60...40 %, скорость перемещения воздуха не более 0,3 м/с.

Наружная расчетная температура определяется в зависимости от показателя тепловой массивности ограждения

$$D = \Sigma R_{тi} S_{тi},$$

где $R_{тi}$ – термическое сопротивление слоев ограждения; $S_{тi} = 0{,}51\sqrt{\lambda c \rho}$ – коэффициент теплоусвоения материалов этих слоев, представляющий собой отношение амплитуды колебаний теплового потока, проходящего через внутреннюю поверхность ограждения, к амплитуде колебания температуры на этой поверхности; $\lambda$ – коэффициент теплопроводности; $c$ – теплоемкость и $\rho$ – плотность материала слоя.

Например, для ограждений, имеющих $D \geq 7$, за расчетную должна приниматься средняя температура самой холодной пятидневки. Термическое сопротивление теплопередачи

$$R_{\text{то}} = 1/\alpha_{\text{в}} + \Sigma R_{\text{т}\,i} + 1/\alpha_{\text{н}},$$

где $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно на внутренней и наружной поверхностях ограждения, включающие как конвективную, так и лучистую составляющие. Эти коэффициенты также нормируются строительными нормами и правилами. Термическое сопротивление теплопередачи конструкции ограждения должно соответствовать гигиеническим требованиям и быть оптимальным с технико-экономической точки зрения. Минимально допустимое сопротивление теплопередачи, удовлетворяющее в зимних условиях санитарно-гигиеническим требованиям, называется требуемым сопротивлением и определяется выражением

$$R_{\text{то}}^{\text{тр}} = (T_{\text{в}} - T_{\text{н}}) / (T_{\text{в}} - T_{\text{р}})\alpha_{\text{в}},$$

где $T_{\text{в}} - T_{\text{р}} = \Delta t''$ – нормируемый перепад температуры.

При проектировании здания должно быть обеспечено условие

$$R_{\text{то}} \geq R_{\text{то}}^{\text{тр}}.$$

## Удельная тепловая характеристика здания

На начальной стадии проектирования здания для определения ориентировочных теплопотерь используется удельная тепловая характеристика здания $q_{\text{з}} = \Sigma Q_{\text{т.п}} / V(T_{\text{в}} - T_{\text{н}})$, представляющая собой количество теплоты, теряемое одним кубическим метром здания в единицу времени при разности температур внутреннего и наружного воздуха в 1К. В зависимости от объемов зданий, их назначения и других факторов значение $q_{\text{з}}$ можно выбрать по справочнику.

Для двух зданий с одинаковыми площадями, объемами и термическими сопротивлениями теплопередачи ограждений значения $q_{\text{з}}$ могут существенно отличаться при различных площадях остекления, конфигурациях зданий и т. д. Поэтому расчет теплопроизводительности системы отопления с применением $q_{\text{з}}$ является приближенным и осуществляется по формуле

$$Q_{\text{от}} = n_{\text{от}} q_{\text{з}} V(T_{\text{в.ср}} - T_{\text{н}}),$$

где $n_{\text{от}}$ – поправочный коэффициент, зависящий от расчетной наружной температуры для отопления; $T_{\text{в.ср}}$ – средняя по всему объему здания температура внутреннего воздуха.

Значения $q_{\text{з}}$ могут быть рассчитаны по формуле

$$q_{\text{з}} = (\Pi_{\text{з}} / A_{\text{з}}) [K_{\text{ст}} + n_{\text{ос}}(K_{\text{ок}} - K_{\text{ст}})] + (0{,}9K_{\text{пол}} - 0{,}6K_{\text{пот}}) / H,$$

где $\Pi_{\text{з}}$ – периметр здания, м; $A_{\text{з}}$ – площадь здания, м$^2$; $H$ – высота здания, м; $n_{\text{ос}}$ – коэффициент остекления, т. е. отношение площади стекол к площади вертикальных наружных ограждений; $K_{\text{ст}}$, $K_{\text{ок}}$, $K_{\text{пол}}$ и $K_{\text{пот}}$ – коэффициенты теплопередачи соответственно стен, окон, пола и потолка.

Дежурное отопление применяется в нерабочее время, когда необходимо поддерживать температуру на уровне 278 К. Теплопроизводительность дежурного

отопления рассчитывается так:

$$Q_{д.о} = Q_{от}(278 - T_н) / (T_в - T_н).$$

Фактическая расчетная теплопроизводительность $Q_{от.ф}$ системы отопления должна быть больше расчетных потерь через ограждения $\Sigma Q_{т.п}$, т. е. $Q_{от.ф} = \Sigma Q_{т.п} + Q_1 + Q_2$, где $Q_1$ – дополнительные теплопотери, связанные с остыванием теплоносителя в подающих и обратных магистральных трубопроводах, проходящих в неотапливаемых помещениях; $Q_2$ – дополнительные теплопотери, связанные с размещением поверхностей нагрева у наружных ограждений. Суммарные дополнительные потери не должны превышать 15% расчетных.

## Классификация систем отопления

Системы отопления подразделяют на местные и центральные. В каждую отопительную систему входят следующие основные элементы: генератор теплоты, нагревательные приборы, теплопроводы. В местных системах все указанные элементы объединены в одном устройстве (печное отопление, отопление местными газовыми и электрическими приборами). Центральными системами отопления называются системы, в которых генератор теплоты вынесен за пределы отапливаемых помещений. Из генератора теплоноситель подается по трубопроводам к нагревательным приборам, установленным в помещениях. По виду теплоносителя системы центрального отопления классифицируют на водяные, паровые, воздушные и комбинированные; по начальной температуре – на системы с нагревом теплоносителя до 373 K и выше; по давлению – на вакуум-паровые с давлением пара до 0,1 МПа, в том числе с низким давлением 0,005...0,07 МПа и с высоким более 0,07 МПа; по способу перемещения теплоносителя – на системы с естественной циркуляцией и принудительной (при помощи насосов или вентиляторов). В зависимости от вида первичного теплоносителя системы воздушного отопления бывают воздушные, паро-, огне-, электро- и газовоздушные. Теплота от нагревательных приборов передается воздуху в помещениях конвекцией, излучением и комбинированным путем.

Систему отопления и теплоноситель выбирают в соответствии с требованиями санитарных и противопожарных норм в зависимости от назначения помещения и технологического процесса. Указания по выбору системы отопления можно найти в справочниках.

## Определение поверхности нагревательных приборов

Нагревательные приборы непосредственно обогревают помещения. Конструкции их разнообразны. Материалами для изготовления служат чугун, сталь, бетон, керамика и т. д. Основными видами нагревательных приборов являются радиаторы, конвекторы и панельно-лучистые приборы. Нагревательные приборы должны отвечать гигиеническим, эстетическим и технологическим требованиям. Последнее предусматривает возможность получения требуемой поверхности нагрева путем сборки отдельных элементов в один агрегат.

Теоретическое определение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов не дает удовлетворительных результатов из-за сложности учета конструк-

тивных особенностей прибора. Поэтому при проектировании систем отопления пользуются результатами экспериментальных исследований теплопередачи нагревательных приборов различной конструкции, на основе чего для определенных условий получены численные значения коэффициента теплопередачи $K_{пр}$ прибора. Площадь $A_{нп}$ поверхности (м$^2$) нагревательного прибора определяется соотношением

$$A_{нп} = (Q_{т.п} - Q_{тр})\beta_1\beta_2\beta_3 / [K_{пр}(T_{пр} - T_в)\beta_4\beta_5],$$

где $Q_{тр}$ – теплоотдача труб, находящихся в одном помещении с прибором; $T_{пр} = 0{,}5(T_{вх} + T_{вых})$ – средняя температура теплоносителя; $\beta_1$, $\beta_2$, $\beta_3$, $\beta_4$ и $\beta_5$ – поправочные коэффициенты, определяемые по справочникам и учитывающие соответственно способ установки прибора, охлаждение воды в трубопроводе, влияние числа секций при установке радиаторов, способ присоединения прибора и влияние расхода теплоносителя.

Значения температур на входе и выходе из нагревательного прибора нормируются. Так, для водяного отопления в жилых и общественных зданиях $T_{вх}$ = 368 К, $T_{вых}$ = 343 К. Так как теплоноситель по пути следования теряет часть теплоты и поступает в нагревательный прибор с более низкой температурой, то в зависимости от этажности здания, расположения прибора и типа отопительной системы расчетная поверхность нагрева увеличивается, для чего используются справочные данные (таблицы). Диаметры трубопроводов, обеспечивающие расход теплоносителя в зависимости от располагаемого или действующего давления, определяются на основе гидравлического расчета с введением в уравнения эмпирических коэффициентов, учитывающих ряд факторов.

## 11.2. Вентиляция и кондиционирование

### Определение производительности вентиляционных систем

***Вентиляция*** – регулируемый воздухообмен в помещениях.

***Кондиционирование*** – создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях температуры, относительной влажности, чистоты, состава, скорости движения воздуха.

В зданиях и сооружениях устраиваются системы вентиляции с естественным или (и) механическим побуждением движения воздуха, смешанные системы или системы кондиционирования. Вентиляция с естественной циркуляцией используется в тех случаях, когда нормируемые параметры воздушной среды в помещениях обеспечиваются за счет гравитационного или ветрового напора и наружный воздух не требует предварительной обработки (очистки, подогрева, увлажнения и т. д.).

Системы вентиляции могут быть локальными, местными, общеобменными и комбинированными. В помещениях с одновременным выделением вредных газов, паров и теплоты кроме устройства местных отсосов от производственного оборудования предусматривается и общеобменная вытяжка. Действующими в настоящее время строительными нормами и правилами определена методика расчета количества воздуха $V$ (м$^3$/с), подаваемого в помещения. Качество воздуха, необходимое для обеспечения нормируемых параметров воздушной среды, рассчитывается из условий удаления избытков теплоты и влаги, уменьшения концентрации

вредных паров и газов до допустимых пределов, а также удаления пыли, поступившей в помещение. Расчет ведется для теплого, переходного и холодного периодов года. Количество воздуха, подаваемого в помещение для удаления избытка теплоты,

$$V_т = V_{м.о} + [Q_н - \rho V_{м.о}(h_{м.о} - h_п)] / \rho_в(h_{ух} - h_п); \quad (11.1)$$

в целях удаления влаги

$$V_{вл} = V_{м.о} + [m_{вл} - \rho V_{м.о}(d_{м.о} - d_п)] / \rho_в(d_{ух} - d_п); \quad (11.2)$$

в целях удаления выделяющихся вредных веществ

$$V_{вр} = V_{м.о} + [z - V_{м.о}(z_{м.о} - z_п)] / (z_{ух} - z_п); \quad (11.3)$$

в целях удаления выделяющейся пыли

$$V_{пл} = V_{м.о} + m_{вл} / \rho_в(y_д - y_п), \quad (11.4)$$

где $V$ – количество воздуха, м$^3$/с; $Q_и$ – количество избыточной теплоты в помещении, Вт; $m_{вл}$ – количество избыточной влаги, выделяющейся в помещении, г/с; $z$ – количество выделяющихся вредных веществ, мг/с; $m_{пл}$ – количество пыли, поступающей в воздух помещения, г/с; $h$, $d$ и $y$ – соответственно энтальпия (Дж/кг), влагосодержание (г/кг) и концентрация (г/кг); «м.о» – воздух, удаляемый местными отсосами, общеобменной вентиляцией и т. п.; «п» – воздух, подаваемый в помещения; «ух» – воздух, удаляемый из помещения за пределами рабочей зоны; «д» – допустимая концентрация.

Нормами предусмотрено

$$h_{м.о} = h_н; \quad d_{м.о} = d_н; \quad z_{м.о} = ПДК,$$

где $d$ и $h$ – влагосодержание и энтальпия в рабочей зоне, определяемые по нормируемой температуре и относительной влажности; ПДК – предельно допустимая концентрация вредных веществ в рабочей зоне, мг/м$^3$.

Для каждого периода года при проектировании вентиляции следует принимать большее значение, получаемое по формулам (11.1) – (11.4). При одновременном выделении в воздух помещения теплоты и влаги количество воздуха для общеобменной вентиляции определяется отношением

$$V_{т.в} = \Sigma Q_и / [\rho_в(h_{м.о} - h_п)], \quad (11.5)$$

где $\Sigma Q_и$ – количество избыточной полной теплоты (с учетом теплоты, вносимой паром); $\rho_в$ – плотность воздуха.

Производительность вентиляционных систем, подсчитанную по формуле (11.5), следует проверять по $dh$-диаграмме влажного воздуха на условия предотвращения образования тумана в помещениях и выпадения конденсата на внутренних поверхностях наружных ограждений. Направление процесса ассимиляции теплоты и влаги на $dh$-диаграмме определяется значением тепловлажностного отношения

$$\varepsilon_т = \Sigma Q_и / m_{вл} = \Delta h / \Delta d. \quad (11.6)$$

На диаграмме (см. рис. 1.19) точка $a$ характеризует начальное состояние приточного воздуха ($h_п$ и $d_п$). По характеристике $h$ = const, проходящей через точку

$a$ для произвольного значения $\Delta d$, определяется точка $B$; откладывая значение $\Delta h = \varepsilon_т \Delta d$ по вертикали от точки $B$, определяем положение точки $C$. Тогда прямая, проходящая через точки $a$ и $C$, является искомой характеристикой процесса.

При известных количествах тепло- и влагопоступлений в рабочую зону помещения по процессу $a$–$C$ отыскивается положение точки, характеризующей параметры воздуха в рабочей зоне (в соответствии с требованиями санитарных норм), и определяются значения $\Delta h_{м.о} = h_{м.о} - h_п$; $\Delta d_{м.о} = d_{м.о} - d_п$. Затем по формуле (11.5) вычисляется количество воздуха $V_{т.в}$, которое должно быть подано в рабочую зону. По количеству воздуха, удаляемого местными отсосами $V_{м.о}$, находят конечное влагосодержание воздуха, удаляемого общеобменной вентиляцией (из верхней зоны помещения),

$$d_{ух} = d_п + [m_{вл} - \rho_в V_{м.о} \Delta d_{м.о}] / \rho_в (V_{т.в} - V_{м.о})$$

и его энтальпию

$$h_{ух} = h_п + [Q_и - \rho_в V_{м.о} \Delta h_{м.о}] / \rho_в (V_{т.в} - V_{м.о}).$$

Если полученные параметры воздуха недопустимы из-за возможности конденсации пара на внутренней поверхности ограждений, то их необходимо изменить увеличением объема приточного воздуха, изменением его параметров или обогревом верхней зоны помещения.

Для зимнего периода в ряде случаев приходится предусматривать подогрев воздуха, подаваемого системой вентиляции, в калориферах, теплопроизводительность которых по воздуху $Q_к = c_р \rho_в V_в (T_п - T_н)$. За расчетную зимнюю температуру $T_н$ при проектировании вентиляции принимают температуру наружного воздуха, такую же, как при проектировании системы отопления. Площадь поверхности нагрева калорифера определяется соотношением

$$A_п = Q / K_к (T'_{ср} - T_{в.ср}),$$

где $K_к$ – коэффициент теплопередачи калорифера; $T'_{ср}$ – средняя температура теплоносителя.

Значения $K_к$ для калориферов различных видов приводятся в справочниках, там же имеются данные по гидравлическим сопротивлениям движению воздуха и теплоносителя и рекомендации по выбору средней температуры теплоносителя.

## Классификация и основные элементы систем вентиляции

Наиболее простым способом вентиляции является естественное проветривание, зависящее, однако, от таких случайных факторов, как скорость и направление ветра, разность температуры воздуха внутри помещения и вне его и др. Поэтому для обеспечения постоянной циркуляции воздуха необходима организованная вентиляция. В первом случае перемещение воздуха происходит (как и при неорганизованной вентиляции) за счет давления, создаваемого разностью плотностей наружного и внутреннего воздуха. Из-за незначительной величины располагаемого давления радиус действия таких систем ограничен.

Системы с механическим побуждением, предназначенные для удаления загрязненного воздуха из помещения, называются вытяжными; системы, обеспечивающие подачу в помещение наружного воздуха, подогреваемого в зимнее время, называются приточными.

Вытяжные системы вентиляции в зависимости от места расположения заборников воздуха, а приточные – в зависимости от места подачи наружного воздуха подразделяются на местные, общеобменные и комбинированные. Вентиляцию, обеспечивающую организованный приток и удаление воздуха, называют приточно-вытяжной. В отдельных случаях в целях сокращения эксплуатационных расходов на нагревание воздуха применяются системы с частичной рециркуляцией, в которых к подаваемому снаружи воздуху подмешивают внутренний.

Приточные системы с механическим побуждением состоят из воздухоприемного устройства, приточной камеры (в которой размещаются вентилятор с электродвигателем, устройство для подогрева, очистки, увлажнения воздуха и т. п.), сети воздуховодов, приточных отверстий с жалюзи или сетками, а также регулирующих устройств (дросселей-клапанов или задвижек). Вытяжные системы имеют аналогичные элементы, а также вытяжные отверстия, воздуховоды, вытяжную камеру и вытяжную шахту.

## Системы кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования воздуха подразделяют на центральные и местные. В центральных системах источники теплоты и влаги расположены в одном кондиционере, от которого подготовленный воздух распределяется по различным помещениям. В местных системах кондиционеры устанавливают в отдельных помещениях и распределительная система воздуховодов отсутствует. По принципу расположения отдельных элементов и характеру теплохолодоснабжения системы кондиционирования классифицируют на автономные, когда каждый кондиционер имеет свою систему теплохолодоснабжения, и неавтономные, имеющие централизованные генераторы теплоты и холода, от которых по сети трубопроводов теплохолодоносители подводятся к местным кондиционерам.

Основными процессами, совершаемыми в установках кондиционирования воздуха, являются: нагревание, охлаждение, увлажнение, осушение, очистка от пыли; реже – процессы дезодорации и ионизации.

В установке кондиционирования (рис. 11.1) воздух поступает через жалюзи *1*, очищается от пыли фильтром *2*, подогревается калорифером *4* первой ступени, теплоносителем которого обычно является вода или пар.

Перед калорифером установлены клапаны *3*, регулирующие количество поступающего воздуха (часть его может пропускаться мимо калорифера). Подогретый воздух направляется в оросительную камеру для увлажнения.

Вода для орошения забирается из поддона *10* через фильтр *11* насосом *12* и, проходя фильтр *13*, подается к форсункам *6*. Для предотвращения выноса капель из оросительной камеры перед ней и после нее установлены сепараторы *5*. Увлажненный воздух догревается в калорифере *7* второго подогрева, проходит через каналы *8* и с помощью центробежного вентилятора *14* с приводом *9* поступает в воздуховоды приточной вентиляции *15* и затем в вентилируемое помещение *16* и на выход *17*.

В целях использования избыточной теплоты, выделяющейся в помещении, создается рециркуляция воздуха. В рассматриваемой схеме часть воздуха первой рециркуляции *18* поступает в камеру смешения с воздухом, нагретым калорифером *4* первой ступени. Другая часть воздуха второй рециркуляции *19* поступает в камеру смешения с воздухом, прошедшим оросительную камеру.

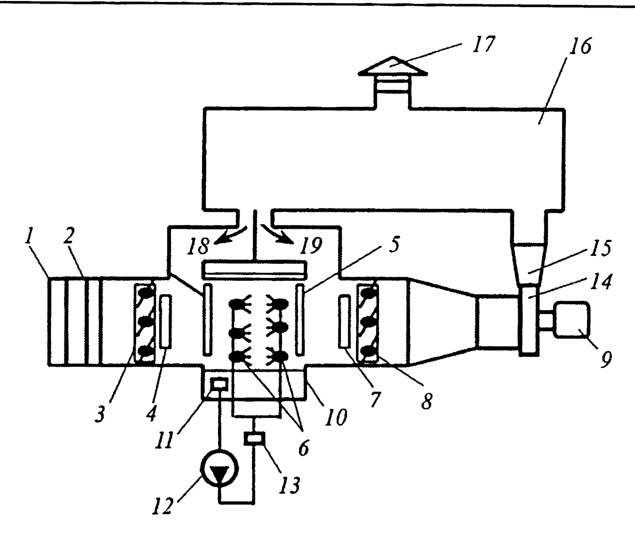



**Рис. 11.1.** Схема установки кондиционирования воздуха с применением двойной рециркуляции воздуха

По такой схеме работает кондиционер в зимний период. В летний период необходимо охлаждать воздух, забираемый извне, для чего в кондиционере может устанавливаться специальный воздухоохладитель (поверхностный или контактный). В поверхностном охладителе воздух отдает теплоту поверхности труб, по которым пропускают холодную воду или хладагент. Если эти поверхности имеют температуру ниже точки росы воздуха, то на них выпадает конденсат, и, таким образом, воздух не только охлаждается, но и осушается. Поверхности воздухоохладителя в некоторых случаях специально увлажняются водой для интенсификации теплопередачи или в случае необходимости увлажнения воздуха.

В контактном охладителе воздух охлаждается в результате непосредственного контакта с охлажденной водой. Так, в представленной схеме кондиционера охладителем является оросительная камера. В летнем режиме работы калорифер первой ступени отключен. В камеру орошения подается предварительно охлажденная вода, имеющая температуру ниже точки росы воздуха, который в связи с этим одновременно охлаждается и осушается. Вода из поддона *10* камеры попадает в баки холодильной установки. Калорифер второго подогрева может использоваться в некоторых схемах летнего кондиционирования для подогрева охлажденного и увлажненного воздуха после оросительной камеры.

Степень обработки воздуха в кондиционере определяется по данным расчета теплоты и влажности помещения, расчетными параметрами наружного воздуха, особенностями обслуживаемого объекта. В настоящее время разработан ряд методов расчета процессов тепло- и массообмена в элементах кондиционеров, в том числе в оросительных камерах.

Для ориентировочных расчетов коэффициент орошения, представляющий собой отношение массы разбрызгиваемой воды к 1 кг воздуха, принимается равным 4,2 кДж/кг для адиабатного увлажнения и 10,5 кДж/кг для политропного процесса. При адиабатном увлажнении около 3 % разбрызгиваемой воды испаряется и потери ее необходимо восполнять.

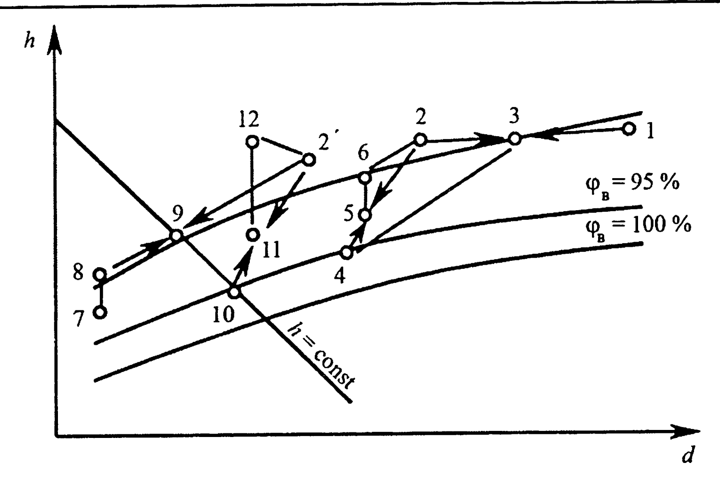



**Рис. 11.2.** Процессы подготовки воздуха в системе кондиционирования с применением двойной рециркуляции на *hd*-диаграмме

При расчете систем кондиционирования широко используется *hd*-диаграмма. Обычно относительная влажность на выходе из оросительной камеры не превышает 95 %, поэтому при построении процесса увлажнения воздуха в *hd*-диаграмме температуру разбрызгиваемой воды принимают равной температуре мокрого термометра, а конечное состояние воздуха определяется точкой 10 (рис. 11.2) пересечения линии $h$ = const, проходящей через точку 9, соответствующую начальным параметрам наружного воздуха, с линией $\varphi_в$ = 95 %. При одновременном поступлении в воздух теплоты и влаги процесс является политропным, построение его на диаграмме осуществляется с помощью тепловлажностного отношения (11.6).

Процесс смешения $a$–$b$ двух количеств воздуха с различными параметрами рассмотрен ранее. Параметры смеси определяются положением точки $m$ на прямой $a$–$b$, делящей отрезок на части, обратно пропорциональные массам смешиваемых частей. Процессы подготовки воздуха в системе кондиционирования с применением второй рециркуляции 1–9 (см. рис. 11.1) приведены на рис. 11.2. Для летнего режима точка 1 соответствует параметрам наружного воздуха, точка 2 – параметрам рециркуляционного воздуха, точка 3 – параметрам смеси, причем

$$2\text{–}3 \,/\, 3\text{–}1 = m_{p1} / m_{в\,н},$$

где $m_{p1}$ – масса рециркуляционного воздуха; $m_{в.н}$ – масса наружного воздуха.

В оросительной камере воздух охлаждается и имеет параметры, характеризуемые точкой 4, поэтому линия 4–2 соответствует смешению охлажденного воздуха с воздухом второй рециркуляции. Смесь с параметрами в точке 5 нагревается (вертикальная линия) в калорифере (точка 6) и подается в помещение.

Для зимнего режима точка 7 соответствует параметрам наружного воздуха. В калорифере первой ступени осуществляется подогрев до состояния, характеризуемого точкой 8. Точка 2′ определяет параметры воздуха первой рециркуляции, точка 9 – параметры смеси, причем 8–9 / 9–2′ = $m_{p1}$ / $m_{в.н}$. Процесс увлажнения 9–10 является процессом $h$ = const. Точка 11 характеризует параметры смеси в результате смешения с воздухом второй рециркуляции. Нагрев 11–12 происходит в калорифере второй ступени, после чего воздух подается в помещение (процесс 1–2–2′).

Глава 12

# ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

## 12.1. Системы теплоснабжения

### Общие сведения

Около половины потребляемого промышленностью топлива преобразуется на специальных установках в теплоту теплоносителей – пара и горячей воды, используемых в технологическом комплексе предприятий. Остальная часть топлива потребляется непосредственно на предприятиях.

Суммарные затраты на теплоснабжение в ряде случаев превышают 50 % общих производственных затрат. Они часто определяются стоимостью не столько используемых энергоресурсов, сколько соответствующих систем теплоснабжения.

***Теплоснабжение промышленных предприятий*** – снабжение теплотой с помощью теплоносителей систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения промышленных зданий и технологических потребителей.

Системы теплоснабжения создают с учетом вида и параметров теплоносителя, максимального часового расхода теплоты, изменения потребления теплоты во времени (в течение суток, года), а также с учетом способа использования теплоносителя потребителями.

***Система теплоснабжения*** – совокупность устройств, являющихся источниками теплоты, тепловых сетей, систем распределения и использования (абонентских вводов и потребителей теплоты).

### Источники теплоты

В системах теплоснабжения используются следующие источники теплоты: ТЭЦ, КЭС, районные котельные (централизованные системы); групповые (для группы предприятий, жилых кварталов) и индивидуальные котельные; АЭС, АТЭЦ, СЭУ, а также геотермальные источники пара и воды; вторичные энергоресурсы (особенно на металлургических, стекольных, цементных и других предприятиях, где преобладают высокотемпературные процессы).

Теплофикация является особенностью отечественного теплоснабжения. Теплоснабжение от всех ТЭЦ в нашей стране обеспечивает около 40 % тепловой энергии, потребляемой в промышленности и коммунальном хозяйстве.

***Теплофикация*** – централизованное теплоснабжение на базе комбинированного производства электроэнергии и теплоты на ТЭЦ.

Теплофикация оказывается более эффективной по сравнению с раздельным способом энергоснабжения при отопительных и технологических нагрузках, превышающих 300 МВт. Созданы теплофикационные турбоагрегаты мощностью 135...250 МВт, рассчитанные на высокие и сверхкритические параметры пара. Перспективны тепловые сети с применением в качестве теплоносителя перегретой воды с температурой 440...450 К. АТЭЦ также могут способствовать дальнейшему развитию централизованного теплоснабжения при тепловой нагрузке, превышающей 1600 МВт. Для меньших мощностей целесообразно применение атомных отопительных котельных.

Централизованное теплоснабжение позволяет улучшить технико-экономические показатели источников теплоты путем снижения удельных капитальных вложений, повысить их КПД, снизить удельные расходы топлива и стоимость отпускаемой тепловой энергии, способствует решению экологических задач. Применяют также малые теплофикационные установки на базе двигателей внутреннего сгорания, мелких газотурбинных установок.

Если расчетное теплопотребление предприятия меньше величины теплопроизводительности, при которой целесообразно сооружение ТЭЦ, то в качестве основного источника пароснабжения принимается промышленно-отопительная котельная с котлами низкого или среднего давления (рис. 12.1).

Около 35 % необходимой теплоты предприятия получают от мощных комплексных энергетических систем, обеспечивающих прием, трансформацию и аккумуляцию энергоресурсов, и энергопотребителей. К этим системам относятся утилизационные установки и станции для использования вторичных энергетических

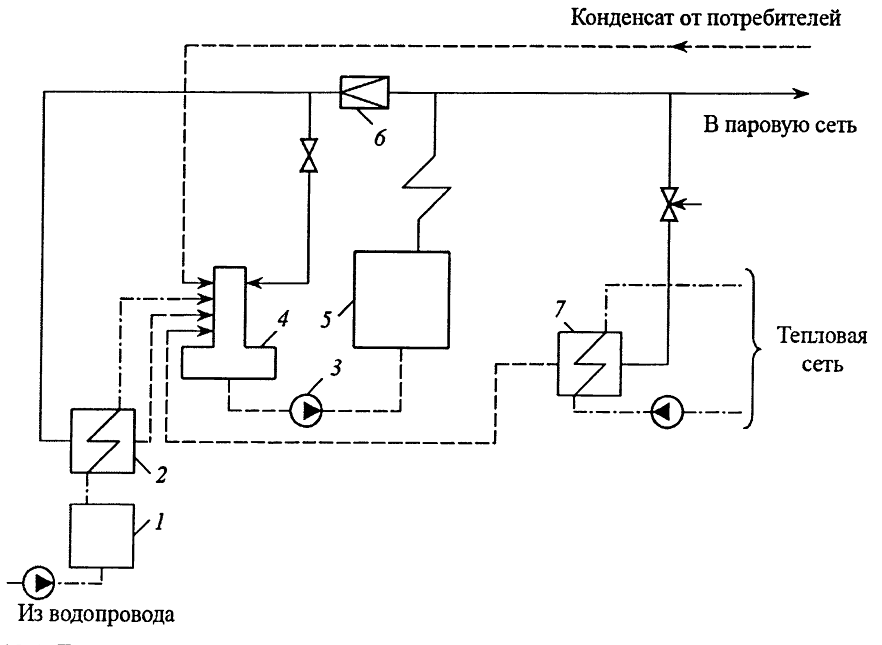



**Рис. 12.1.** Тепловая схема промышленно-отопительной котельной:
*1* – блок химводоочистки; *2* – подогреватель химочищенной воды; *3* – питательный насос; *4* – деаэратор; *5* – паровой котел; *6* – РОУ; *7* – сетевой подогреватель;
——— – пар; – – – – – конденсат; – · – · – · – – сетевая, сырая и химочищенная вода

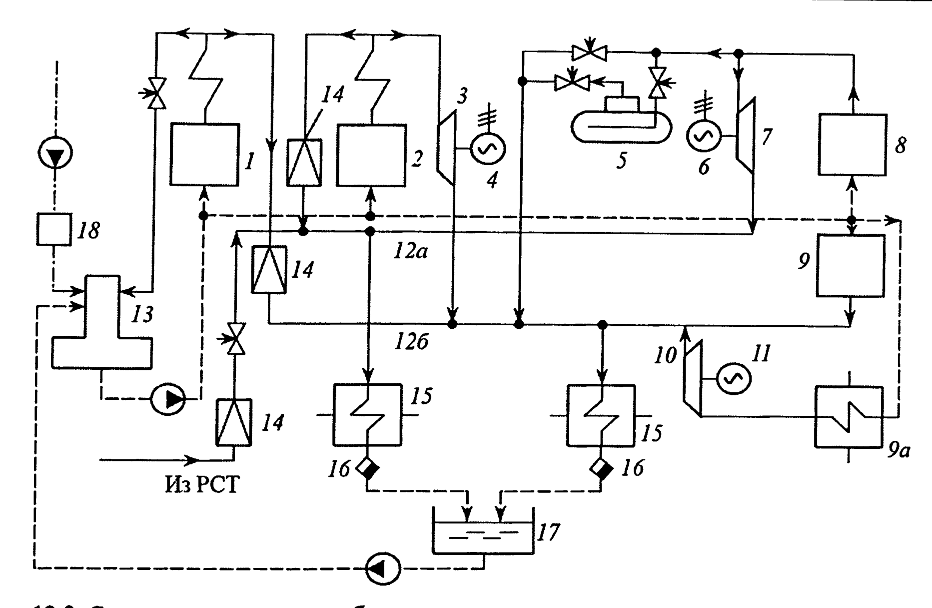



**Рис. 12.2.** Схема системы пароснабжения промышленного предприятия:
*1* – паровая котельная; *2* – котел ТЭЦ; *3* – турбина ТЭЦ; *4* – электрогенератор ТЭЦ; *5* – аккумулятор пара; *6* – электрогенератор утилизационной ТЭЦ (УТЭЦ); *7* – турбина УТЭЦ; *8* – КУ с давлением более 3,5 МПа; *9* и *9а* – утилизационный источник пара с давлением 0,5...2 и ниже 0,5 МПа; *10* – дожимающий паровой компрессор; *11* – электродвигатель; *12а* и *12б* – заводские паропроводы с давлением соответственно выше и ниже 1,2 МПа; *13* – деаэратор; *14* – РОУ; *15* – потребители пара соответственно выше и ниже 1,2 МПа; *16* – конденсатоотводчики; *17* – конденсатосборные баки; *18* – химводоочистка; ———— пар; – – – – – конденсат и питательная вода; – · – · – · – – сырая и химочищенная вода

ресурсов (ВЭР) технологических комплексов предприятий. В их состав входят также системы, обеспечивающие паро- и теплоснабжение (подсистемы).

Для централизованного теплоснабжения промышленных и жилищно-коммунальных объектов в целях покрытия пиковых нагрузок применяют районные котельные, оборудованные водогрейными или паровыми котлами низкого давления (1,2...2,4 МПа).

Для получения пара производственных параметров (0,2...0,5 МПа) используют паровые котельные (рабочее давление котлов $p_р$ = 0,9...4,0 МПа); заводские ТЭЦ ($p_р$ = 3,5...14,0 МПа); утилизационные ТЭЦ (УТЭЦ), а также системы испарительного охлаждения элементов высокотемпературного технологического оборудования. Схема системы пароснабжения показана на рис. 12.2.

В ряде случаев в системах теплоснабжения промышленных предприятий целесообразно применение тепловых насосов, позволяющих использовать теплоту низкотемпературных источников.

## Теплоносители

В зависимости от рода теплоносителя системы теплоснабжения делят на водяные (преимущественно для теплоснабжения сезонных потребителей теплоты и горячей воды) и паровые (в основном для технологического теплоснабжения, когда необходим высокотемпературный теплоноситель). Определение вида, парамет-

ров и необходимого количества теплоносителя, подаваемого к потребителям теплоты, является, как правило, многовариантной задачей, решаемой в рамках оптимизации структуры и параметров общей схемы предприятия, с учетом обобщенных технико-экономических показателей (обычно приведенных затрат), а также санитарных и противопожарных норм.

Практика теплоснабжения показала ряд преимуществ воды как теплоносителя по сравнению с паром: температура воды в системах теплоснабжения изменяется в широких пределах (300...470 К). Более полно используется теплота на ТЭЦ, отсутствуют потери конденсата, меньше потери теплоты в сетях, теплоноситель обладает теплоаккумулирующей способностью. Вместе с тем, водяные системы теплоснабжения имеют следующие недостатки: требуется значительный расход электроэнергии на перекачку воды; имеется возможность утечки воды из системы при аварии; большая плотность теплоносителя и жесткая гидравлическая связь между участками системы обусловливают возможность появления механических повреждений системы в случае превышения допустимого давления; температура воды может оказаться ниже заданной по технологическим условиям.

Пар имеет постоянное давление 0,2...4 МПа и соответствующую (для насыщенного пара) температуру, а также бóльшую (в несколько раз), по сравнению с водой, удельную энтальпию.

Для теплофикации в качестве теплоносителя может быть использован отработавший пар тепловых электростанций (ТЭС), что позволяет снизить на 40...100 г/(кВт · ч) удельный расход условного топлива на отпущенную энергию.

При выборе в качестве теплоносителя пара или воды учитывается следующее. Транспортирование пара сопровождается большими потерями давления и теплоты, поэтому паровые системы возможны в радиусе до 30 км, а радиус действия водяных систем достигает 50 км. Эксплуатация протяженных паропроводов очень сложна (необходимость сбора и перекачки конденсата и др.). Кроме того, паровые системы имеют более высокую удельную стоимость сооружения паропроводов, паровых котлов, коммуникаций и эксплуатационных затрат по сравнению с водяными системами теплоснабжения.

Область применения в качестве теплоносителя горячего воздуха (или его смеси с продуктами сгорания топлива) ограничена некоторыми технологическими установками, например, сушильными, а также системами вентиляции и кондиционирования воздуха. Расстояние, на которое целесообразно транспортировать горячий воздух в качестве теплоносителя, не превышает 70...80 м.

Для упрощения и снижения затрат на трубопроводы в системах теплоснабжения желательно применять теплоносители одного вида.

## Системы транспортирования теплоты

По способу обеспечения тепловой энергией системы могут быть одно- и многоступенчатыми (рис. 12.3). В одноступенчатых схемах потребители теплоты присоединяются непосредственно к тепловым сетям *1* при помощи местных или индивидуальных тепловых пунктов *5*. В многоступенчатых схемах между источниками теплоты и потребителями размещают центральные тепловые (или контрольно-распределительные) пункты *6*. Эти пункты предназначены для учета и регулирования расхода теплоты, ее распределения по местным системам потребителей и приготовления теплоносителя с требуемыми параметрами. Пункты оборудуются

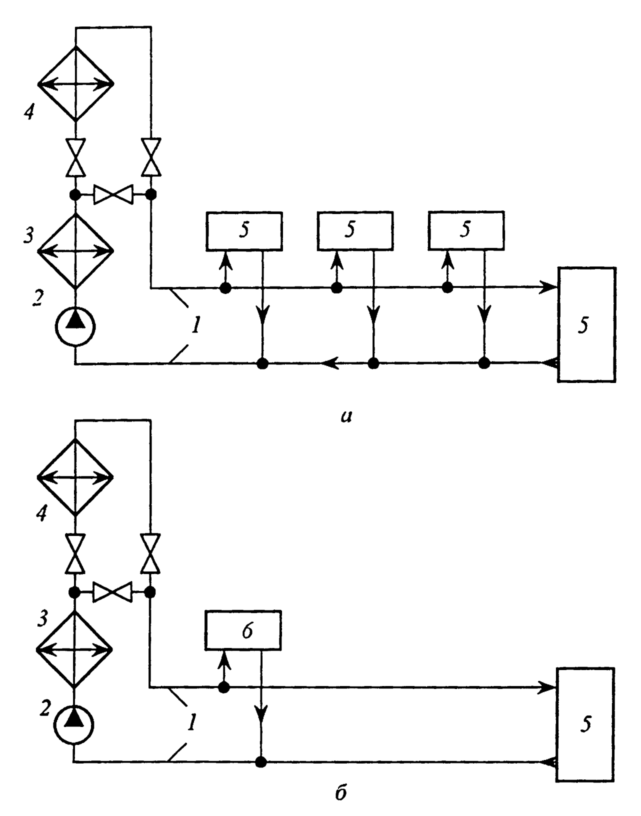



**Рис. 12.3.** Схема систем теплоснабжения:

*а* – одноступенчатая; *б* – двухступенчатая; *1* – тепловая сеть; *2* – сетевой насос; 3 – теплофикационный подогреватель; *4* – пиковый котел; *5* – местный тепловой пункт; *6* – центральный тепловой пункт

подогревателями, насосами, арматурой, контрольно-измерительными приборами. Кроме того, на таких пунктах иногда осуществляются очистка и перекачка конденсата. Предпочтение отдают схемам с центральными тепловыми пунктами *1*, обслуживающими группы зданий *5* (рис. 12.4).

При многоступенчатых системах теплоснабжения существенно снижаются затраты на их сооружение, эксплуатацию и обслуживание в связи с уменьшением (по

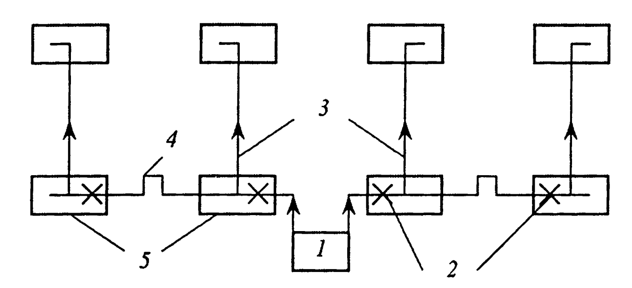



**Рис. 12.4.** Схема системы теплоснабжения с центральным тепловым пунктом:

*1* – центральный тепловой пункт; *2* – неподвижная опора; *3* – тепловая сеть; *4* – П-образный компенсатор; *5* – здания

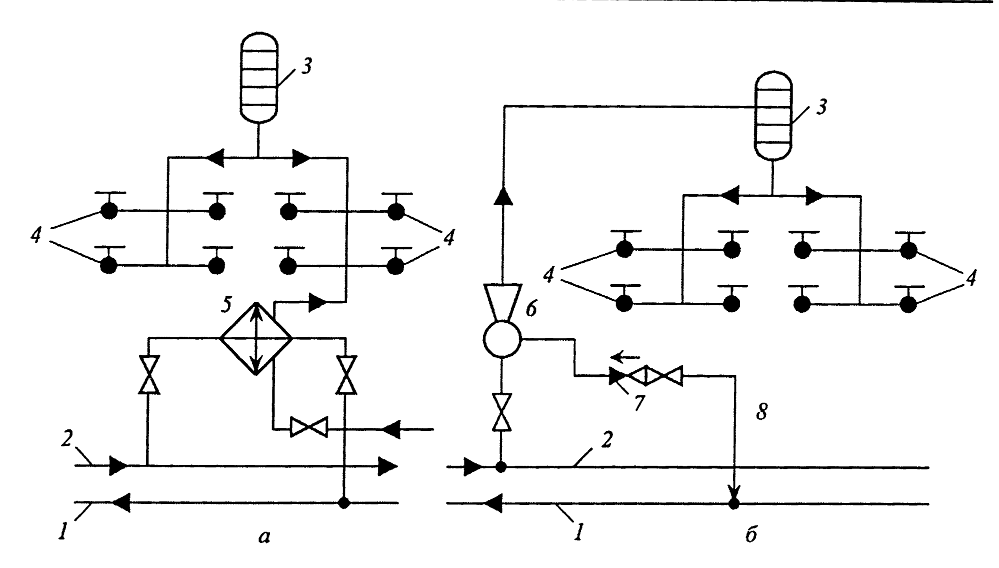



**Рис. 12.5.** Двухтрубная водяная система горячего водоснабжения:
*а* – закрытая с подогревателем воды; *б* – открытая

сравнению с одноступенчатыми системами) числа местных подогревателей, насосов, регуляторов температуры и пр.

Системы теплоснабжения играют значительную роль в нормальном функционировании промышленных предприятий. Они имеют ряд специфических особенностей. Двухтрубные закрытые водяные системы горячего водоснабжения с водоподогревателем (рис. 12.5, *а*) широко распространены при теплоснабжении однородных потребителей (систем отопления, вентиляции, работающих по одинаковым режимам, и др.). К потребителям теплоты вода направляется по подающему трубопроводу *2*, она подогревает водопроводную воду в теплообменнике *5* и после охлаждения по обратному трубопроводу *1* поступает на ТЭЦ или в котельную. Подогретая водопроводная вода поступает к потребителям через краны *4* и в аккумулятор *3* подогретой воды, предназначенный для сглаживания колебаний расхода воды.

В открытых системах теплоснабжения (рис. 12.5, *б*) для горячего водоснабжения непосредственно используется вода, полностью отработанная (деаэрированная, умягченная) на ТЭЦ, в связи с чем системы водоподготовки и контроля усложняются, повышается их стоимость. Вода в двухтрубной системе горячего водоснабжения с циркуляционной линией (от ТЭЦ или котельной) подается по теплопроводу *2*, а обратная – по трубопроводу *1*. Вода по трубе поступает в смеситель *6*, а от него к аккумулятору *3* и через краны *4* к потребителям теплоты. Для исключения возможности попадания воды из подающего трубопровода *2* непосредственно в обратный трубопровод *1* по трубе *8* предусмотрен обратный клапан *7*.

По способу подачи теплоносителя системы теплоснабжения подразделяют на закрытые, в которых теплоноситель не расходуется и не отбирается из сети, а используется только для транспортирования теплоты, и открытые, в которых теплоноситель полностью или частично отбирается из сети потребителями.

Закрытые водяные системы характеризуются стабильностью качества теплоносителя, поступающего к потребителю (качество воды как теплоносителя соот-

ветствует в этих системах качеству водопроводной воды); простотой санитарного контроля установок горячего водоснабжения и контроля герметичности системы. К недостаткам таких систем относятся сложность оборудования и эксплуатации вводов к потребителям; коррозия труб из-за поступления недеаэрированной водопроводной воды; возможность выпадения накипи в трубах.

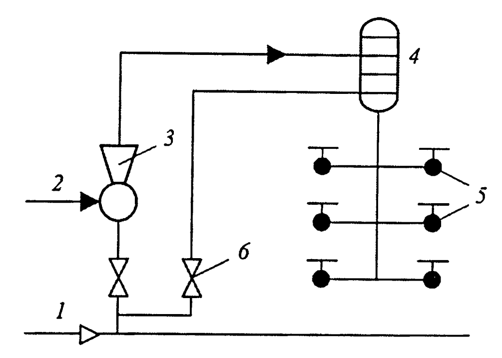


**Рис. 12.6.** Схема теплоснабжения с эжектором

В открытых водяных системах теплоснабжения можно применять однотрубные схемы с низкопотенциальными тепловыми ресурсами, которые более долговечны. К недостаткам открытых водяных систем следует отнести необходимость увеличения мощности водоподготовительных установок, рассчитываемых на компенсацию расходов воды, отбираемой из системы; нестабильность санитарных показателей воды; усложнение санитарного контроля и контроля герметичности системы.

В зависимости от числа трубопроводов (теплопроводов), передающих теплоноситель в одном направлении, различают одно- и многотрубные системы теплоснабжения. В частности, водяные системы теплоснабжения подразделяют на одно-, двух-, трех- и многотрубные, причем по минимальному числу труб могут быть открытая однотрубная система и закрытая двухтрубная.

Система горячего водоснабжения может иметь струйный (эжекторный) подогреватель (рис. 12.6). Водопроводная вода по магистрали *2* подается к подогревателю *3* и далее в расширительный бак-аккумулятор *4*. В этот же бак из паропровода *1* через вентиль *6* поступает пар, что обеспечивает дополнительный подогрев воды при барботаже пара. Из бака *4* вода направляется к потребителям теплоты *5*.

Водяные тепловые сети применяют преимущественно для снабжения теплотой отопительно-вентиляционных систем и промышленных потребителей низкопотенциальной теплоты (до 373 K).

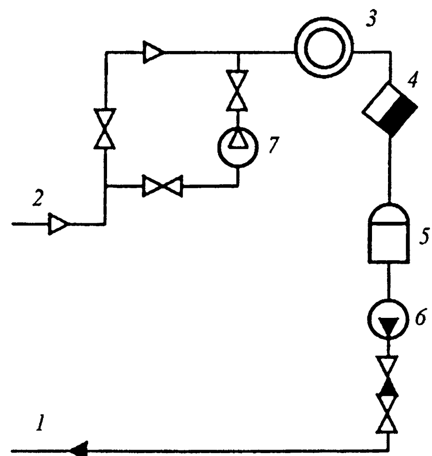


**Рис. 12.7.** Паровая схема теплоснабжения

Паровые сети применяют преимущественно для обеспечения промышленных потребителей теплоты повышенного потенциала (выше 373 K).

Системы пароснабжения промышленных предприятий обеспечивают производство пара требуемых параметров, транспортирование и подачу его к потребителям, сбор и возврат конденсата.

В паровой схеме теплоснабжения с возвратом конденсата (рис. 12.7) пар от ТЭЦ или котельной поступает по паропроводу *2* к потребителям теплоты *3* и конденсируется. Конденсат через специальное устройство – конденсатоотводчик *4* (обеспечива-

ет пропуск только конденсата) попадает в бак *5*, из которого конденсатным насосом *6* возвращается к источнику теплоты по трубе *1*. Если в паропроводе давление ниже требуемого технологическими потребителями, то в ряде случаев оказывается эффективным применение компрессора *7*.

Конденсат может не возвращаться к источнику теплоты, а использоваться потребителем. Схема тепловой сети в подобных случаях упрощается, однако на ТЭЦ или в котельной возникает дефицит конденсата, для устранения которого необходимы дополнительные затраты.

По числу параллельно проложенных паропроводов паровые системы бывают одно- и двухтрубные. В первом случае пар при одинаковом давлении к потребителям подается по общему паропроводу, что позволяет осуществлять теплоснабжение, если тепловая нагрузка остается постоянной в течение года и допустимы перерывы в подаче пара. При двухтрубных системах должно быть бесперебойное снабжение абонентов паром различного давления при переменных тепловых нагрузках.

Для проектируемых производств годовую потребность пара (т/год) можно оценить по формуле

$$Д_п^г = \frac{q_0 П \cdot 10^{-3}}{h_п - h_к}, \qquad (12.1)$$

где $q_0$ – удельный расход теплоты на производство продукции, кДж/ед.прод., на расчетную единицу количества продукции; П – годовой выпуск продукции, ед.прод./год; $h_п$ и $h_к$ – энтальпии пара и конденсата в системе пароснабжения, кДж/кг.

Методы расчета и проектирования паровых сетей, предназначенных для транспортирования пара к потребителям и представляющих собой разветвленную систему паропроводов, снабженную арматурой, дренажными устройствами для отвода конденсата, компенсаторами тепловых удлинений и другими устройствами, приводятся в специальной литературе.

Вместе с тем, для оценочных расчетов представляют интерес сведения об оптимальных удельных изменениях давления ($\Delta p_п$) и температуры пара ($\Delta T_п$), отнесенных на 1 км паропровода, существенно зависящих от давления пара у потребителя ($p_2$), часового расхода пара ($Д_п$): при $p_2$ = 2,0 МПа $\Delta p_п$ = 0,025...0,030 МПа/км; при $p_2$ = 0,5 МПа $\Delta p_п$ = 0,065...0,08 МПа/км; при $Д_п$ = 100...150 т/ч $\Delta T_п$ = 4...7 К/км; при $Д_п$ = 600...900 т/ч $\Delta T_п$ = =1,5...2,5 К/км.

Тепловые схемы систем теплоснабжения разрабатываются с учетом требований технологии производства при условии наиболее полного использования теплоты и обеспечения охраны окружающей среды.

## Расход теплоты в системах теплоснабжения

Расход теплоты в промышленности составляет ориентировочно 27 % суммарного расхода энергоресурсов, а топлива – 44 %.

Расход теплоты на отопление и вентиляцию определяется суммированием произведений часовых расходов теплоты при различных наружных температурах на длительность стояния этих температур, которые можно найти по справочным таб-

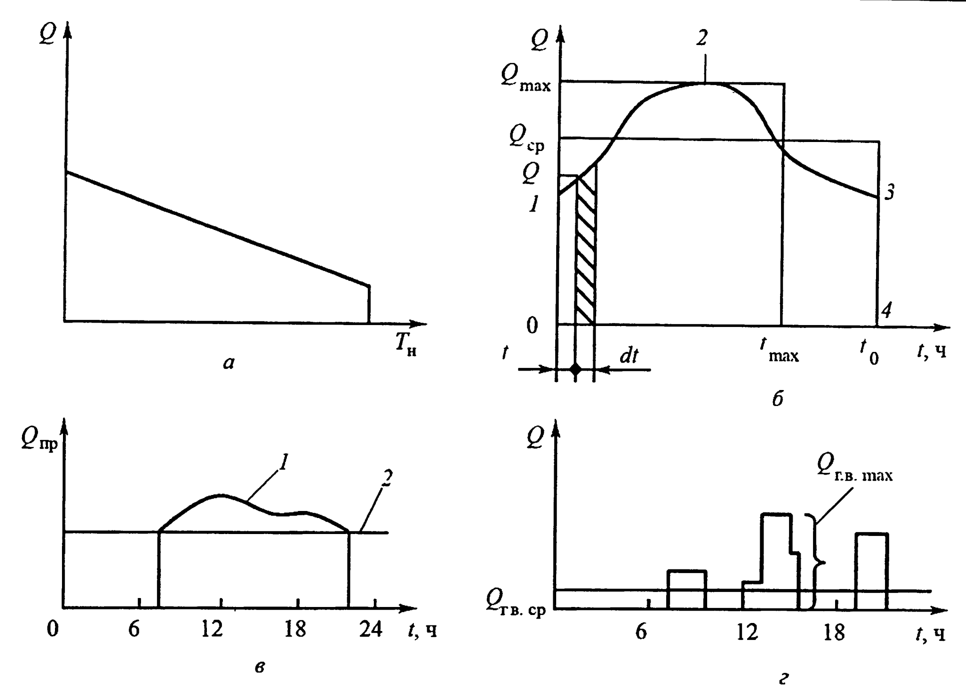



**Рис. 12.8.** Графики изменения тепловой нагрузки:

*а* – зависимость суммарного расхода теплоты $Q$ от температуры $T_н$ наружного воздуха; *б* – изменение тепловой нагрузки $Q$ во времени $t$; *в* – суточный график изменения расхода теплоты $Q_{пр}$ при двухсменной работе промышленного предприятия; *г* – суточный график при неравномерном теплопотреблении

лицам. Следует отметить, что количество теплоты $Q$ на отопление и вентиляцию при прочих равных условиях приближенно линейно зависит от температуры $T_н$ наружного воздуха (рис. 12.8, *а*). Расход теплоты $Q_{г.в}$ на бытовое горячее водоснабжение промышленных, жилых и других зданий, например среднесуточный (в кДж/ч), определяется соотношением

$$Q_{г.в} = amc_в(T_г - T_х), \qquad (12.2)$$

где $a$ – массовый расход горячей воды, который принимается согласно нормам СНиП; $m$ – количество единиц, на которые отнесена норма (количество людей и т. д.); $c_в$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · К); $T_х$ и $T_г$ – температура холодной (водопроводной) и горячей воды, К.

Анализ особенностей теплопотребления различными предприятиями является необходимым условием правильного выбора и расчета источника теплоты, а также определения режима работы системы теплоснабжения.

Наглядное представление о теплопотреблении дают графики зависимости его от времени. Такие графики строят как для отдельных зданий, так и для районов теплоснабжения в целом. Анализируют эффективность работы систем теплоснабжения обычно на основе годового графика суммарной нагрузки, который строят суммированием суточных графиков потребления теплоты.

На графике изменения тепловой нагрузки $Q$ от времени $t$ (рис. 12.8, *б*) площадь *0–1–2–3–4* соответствует расходу теплоты $Q_п$ за весь период $t_0$, так что $Q_п = \int_0^{t_0} Q dt$. Площадь прямоугольника с основанием $t_0$ равновелика площади под кривой, высота соответствует средней тепловой нагрузке $Q_{ср} = \int_0^{t_0} Q_0 dt / t$. Путем построения равновеликого прямоугольника с высотой $Q_{max}$ определяется количество часов использования максимальной тепловой нагрузки $t_{max}$. Отношение $Q_{max}/Q_{ср}$ называется коэффициентом часовой неравномерности расхода теплоты за период времени $t_0$.

Количество теплоты, затрачиваемой на производственные цели $Q_{пр}$ (рис. 12.8, *в*), определяется суммой

$$Q_{пр} = Q_0 + q_п П, \qquad (12.3)$$

где $Q_0$ – расход теплоты, не зависящий от количества выпускаемой продукции; $q_п$ – удельный расход теплоты (на единицу продукции); П – количество выпускаемой продукции.

Кривая *1* соответствует изменению часового расхода теплоты, горизонталь *2* определяет среднечасовой расход теплоты за сутки.

На некоторых промышленных предприятиях суточный график потребления теплоты очень неравномерен (рис. 12.8, *г*) и характеризуется максимальным количеством теплопотребления $Q_{г.в.max}$ и среднесуточным $Q_{г.в.ср}$.

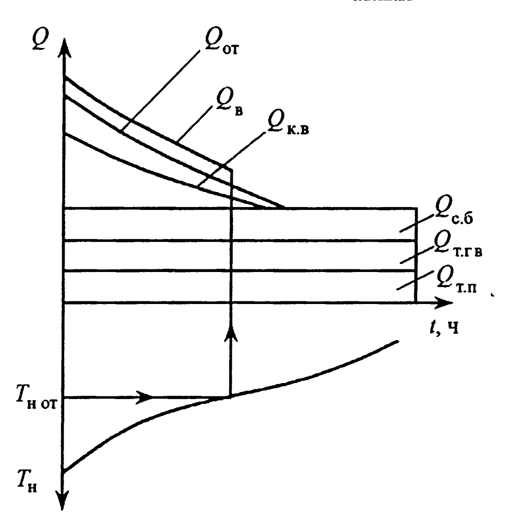



**Рис. 12.9.** Годовой график расхода теплоты $Q$ предприятием: ($Q_{от}$, $Q_в$ и $Q_{к.в}$ – часовой расход теплоты соответственно для отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха; $Q_{т.п}$, $Q_{т.г.в}$ и $Q_{с.б}$ – среднечасовой расход теплоты соответственно для технологических нужд в виде пара, горячей воды и санитарно-бытовых нужд; $T_{н.от}$ – температура начала (окончания) отопительного периода

Суточные графики расхода теплоты строят на основании расчетов с использованием нормативных данных об удельных расходах теплоты на технологические цели или обобщения результатов испытаний теплопотребляющего оборудования.

Определение тепловых нагрузок, необходимых для расчета расходов топлива, решение задач повышения технико-экономической эффективности оборудования и систем теплоснабжения в значительной степени связаны с анализом годовых графиков тепловых нагрузок, строящихся в хронологической последовательности, например по месяцам или в порядке убывания. Так, годовой условный график комплексного расхода теплоты предприятием, располагающим собственной котельной (рис. 12.9), в зависимости от продолжительности наружной температуры $T_н$ дает возможность определять расходы теплоты и топлива, устанавливать необходимое количество и мощность котлов и т. д.

Расходы теплоты в системах теплоснабжения необходимо знать при их проектировании, строительстве и регулировании, а также при наладке и эксплуатации. Для этих целей чаще всего употребляются максимально-часовые расходы теплоты, определяемые по известным расчетной температуре для отопления и максимальным нагрузкам технологического потребления (значение этого расхода является основой для определения остальных расходов теплоты), среднечасовой расход теплоты наиболее холодного месяца года, который необходим для проверки правильности выбора мощности, количества оборудования и источника теплоты, среднечасовой расход теплоты отопительного периода и года.

Неравномерность теплового потребления, отрицательно сказывающаяся на технико-экономических показателях системы теплоснабжения, может быть сглажена либо организационными мероприятиями (например, изменением графика работы смен), либо применением аккумуляторов теплоты. Годовые графики расхода теплоты позволяют устанавливать время пуска и остановки сетевых насосов, выбирать период отключения участков тепловых сетей для промывки, проверки, ремонта и т. п.

## 12.2. Повышение эффективности теплоснабжения

### Оценка эффективности

Энергетическая эффективность от применения теплофикации для обеспечения заданного энергопотребления оценивается по экономии условного топлива $\Delta B$, достигаемой при этом, по сравнению с его расходом при раздельной выработке электроэнергии на конденсационных электростанциях и теплоты в котельных:

$$\Delta B = B_к - B_т, \qquad (12.4)$$

где $B_к$ – расход топлива при раздельной выработке электрической энергии и теплоты; $B_т$ – расход топлива при теплофикации.

Расход условного топлива (кг), необходимого для централизованного теплоснабжения,

$$B_т^т b_т^т = Q_а. \qquad (12.5)$$

Здесь $b_т^т = 34{,}1/\eta_{к.с}$ – удельный расход условного топлива на выработку теплоты на ТЭЦ, кг/ГДж; $\eta_{к.с}$ – КПД котельной станции с учетом потерь в паропроводах между котельной и машинным залом (эта величина при твердом топливе составляет 0,82...0,88; при газомазутном топливе – 0,88...0,92).

С учетом КПД тепловой сети при подаче теплоты от ТЭЦ ($\eta_{с.т}$ = 0,9...0,95) расход условного топлива (кг) при централизованном теплоснабжении от ТЭЦ

$$B_т^т = 34{,}1 Q_а/(\eta_{к.с}\,\eta_{с.т}), \qquad (12.6)$$

где $Q_а$ – теплота, отданная абонентам.

При централизованном теплоснабжении от котельной расход условного топлива (кг)

$$B_к^т = 34{,}1 Q_а/(\eta_к \eta_{с.к}), \qquad (12.7)$$

где $\eta_к$ – КПД котельной нетто (районной или крупной промышленной; при работе на твердом топливе эта величина находится в пределах от 0,75 до 0,80, на газома-

зутном – от 0,8 до 0,85); $\eta_{с.к}$ – КПД тепловой сети при подаче теплоты от районных котельных, $\eta_{с.к} = 0{,}92...0{,}96$ и при подаче теплоты от местных котельных $\eta_{с.к} = 0{,}98...0{,}99$.

Удельная экономия условного топлива, отнесенная на 1 ГДж теплоты, отданной абонентам,

$$\Delta b_т = \frac{34{,}1}{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}\left[\frac{\eta_{к.с}\eta_{с.т}}{\eta_к\eta_{с.к}} - 1\right]. \tag{12.8}$$

При использовании ВЭР для частичного замещения теплоты, вырабатываемой, например, в котельной, экономия условного топлива (кг/ГДж) может быть оценена по формуле

$$\Delta b_т = 34{,}1/\eta_к. \tag{12.9}$$

Экономия топлива при централизованном теплоснабжении по сравнению с теплоснабжением от котельных имеет место, если

$$(\eta_к\eta_{с.к}) / (\eta_{к.с}\eta_{с.т}) < 1. \tag{12.10}$$

Вариантные расчеты эффективности работы систем теплоснабжения осуществляются на ЭВМ в целях выбора оптимального решения. В результате таких технико-экономических расчетов устанавливаются источник теплоты и состав оборудования установок, вид топлива, схема теплоснабжения (открытая, закрытая и т. п.), а также целесообразность ликвидации индивидуальных котельных (если они имеются в районе). Определяются перечень и характеристики технически реализуемых вариантов, исходные данные (расход теплоты, режимы потребления, продолжительность периода теплопотребления, мощность предполагаемой котельной, численность персонала для обслуживания системы теплоснабжения, вид и расход топлива, условия топливоснабжения и др.). Оцениваются размеры капитальных вложений К, годовых эксплуатационных расходов Э, определяемых стоимостью топлива, энергии, расходуемой на собственные нужды, заработной платой обслуживающего персонала, затратами на амортизационные отчисления, ремонт и др. Кроме того, определяются (с точностью около 5 %) приведенные (или расчетные) затраты З, сопоставлением которых выявляется наиболее экономичный вариант:

$$З = Э + E_н К,$$

где $E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений. Часто З, Э и К определяются в тыс. руб./год.

Выбор того или иного варианта системы теплоснабжения должен осуществляться только при условии их сопоставимости, которыми являются объем и качество продукции, надежность системы, условия техники безопасности и охраны окружающей среды. Если эти условия различаются, то при расчете приведенных затрат учитывают дополнительные затраты, необходимые для достижения таких условий. Например, если сравнивают $i$ вариантов создания систем теплоснабжения с очистными сооружениями, обеспечивающими снижение концентрации вредных выбросов до предельно допустимых значений, то приведенные затраты для $i$-го варианта

$$З = E_н К_i + Э_i + E_н \Delta К_i + \Delta Э_i, \tag{12.11}$$

где $\Delta К_i$ и $\Delta Э_i$ – дополнительные капитальные затраты и текущие (эксплуатационные) издержки, необходимые для достижения поставленной цели.

В качестве показателя сравнительной экономической эффективности капитальных вложений обычно принимается минимум приведенных затрат. Затраты общественно необходимого труда на воспроизводство энергии, а также всех видов топлива, оборудования и других средств производства в объемах и пропорциях, требующихся для воспроизводства энергии, определяются тарифами на энергию. Их основными составляющими являются полная себестоимость производства энергии и прибыль.

Себестоимость энергии формируется с учетом затрат не только на производство, но и на передачу и распределение энергии, а также с учетом количества часов использования установленной мощности и расходов на содержание резерва мощности на станциях и в системах.

В связи с различием себестоимостей отдельных энергосистем тарифы соответственно различаются по зонам или районам и дифференцированы по качеству энергии, определяемому в основном параметрами теплоносителя. Учитывается также требование полного возврата конденсата на ТЭЦ, стоимость использованной воды.

При расчетах за потребляемую тепловую энергию обычно применяется одноставочный тариф, определяющий размер платы, пропорциональный количеству потребляемой энергии, согласно соотношению

$$Ц_т = ц_т Q,$$

где $ц_т$ – ставки платы за единицу количества теплоты; $Q$ – количество потребленной теплоты.

Ставки платы дифференцированы по энергосистемам, кроме того, для каждой энергосистемы – по горячей воде и пару определенных параметров. Тарифы устанавливаются исходя из 100 %-ного возврата конденсата. Каждому потребителю в соответствии с характером производства определяются норма возврата конденсата и его качество.

Эффективность использования энергоресурсов принято оценивать общим коэффициентом полезного использования

$$КПИ = \eta_п \, \eta_{м.тр} \eta_{п.э} \eta_г \eta_р \eta_и, \qquad (12.12)$$

где $\eta_п$ – КПД на стадии получения энергоресурсов; $\eta_{м.тр}$ – КПД в магистральном транспорте; $\eta_{п.э}$ – КПД при передаче энергии; $\eta_г$ – КПД при генерировании энергии; $\eta_р$ – КПД при распределении энергии; $\eta_и$ – КПД при использовании энергии.

Кроме КПИ применяются энергетические КПД отдельных установок и процессов, представляющие собой отношение количества энергии, полезно используемой в установке (процессе), к количеству подведенной энергии.

Наиболее реальный путь повышения КПИ (в настоящее время КПИ около 30 %) связан с повышением экономичности энергоиспользования. Например, с увеличением доли использования электроэнергии в промышленной технологии создаются предпосылки для увеличения КПИ, связанные с механизацией и автоматизацией производства, с разработкой новых технологических процессов.

## Некоторые направления повышения эффективности теплоснабжения

Развитие теплоснабжения предполагает дальнейшее расширение централизованных систем, осуществление мероприятий по экономии топливных ресурсов, совершенствование теплофикационного оборудования и методов его использования, оптимизацию распределения производства теплоты между источниками, внедрение автоматизированных систем управления тепловыми пунктами. Повышение экономичности и эффективности теплоснабжения потребителей от ТЭЦ предполагает увеличение единичной мощности агрегатов, а также усовершенствование и упрощение схем ТЭЦ.

Усовершенствование центральных котельных связано с заменой разнотипного оборудования (паровых и водогрейных котлов) одной теплофикационной установкой, обеспечивающей одновременный отпуск пара и горячей воды, что существенно снижает стоимость вырабатываемой тепловой энергии и упрощает систему теплоснабжения.

Теплоснабжение от паротурбинных ТЭЦ характеризуется ограничениями максимальной температуры теплоносителя (около 470 K), поэтому актуальной является разработка систем высокотемпературной теплофикации. Так, система, схема которой показана на рис. 12.10, предназначена для получения перегретого пара температурой более 770 K. Для получения пара служит котел *3*, в топку которого направляются отходящие из газовой турбины *1* газы. Пар отдает теплоту в установке *5*, и конденсат насосом *4* возвращается в котел. Электроэнергия вырабатывается генератором *2*. Возможно осуществление схем, предусматривающих подачу отходящих из газовой турбины газов при температуре до 1770 K непосредственно в технологические установки.

Использование атомных реакторов в качестве источников теплоснабжения стало возможным благодаря созданию высокотемпературных газоохлаждаемых реакторов (рис. 12.11).

От реактора *1* горячий газ направляется в теплообменник *2*, обеспечивающий теплоснабжение технологических установок. Затем он поступает в газовую турбину *3*, вращающую генератор *4*, и в компрессор *5*, сжимающий газ перед реактором. Такая схема позволяет повысить начальную температуру и соответственно КПД цикла, обеспечить необходимую высокотемпературную теплофикацию.

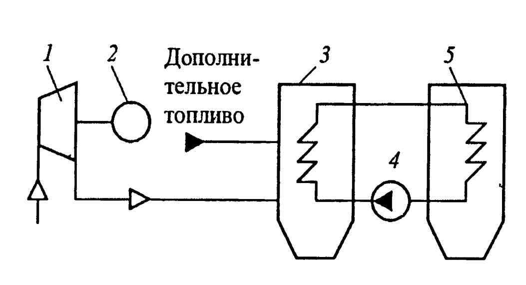



**Рис. 12.10.** Схема установки высокотемпературной теплофикации

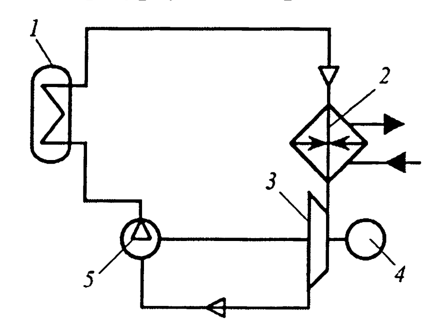



**Рис. 12.11.** Схема установки с ядерным реактором для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии

Эффективность теплоснабжения может быть существенно повышена в связи с развитием энерготехнологии и использованием вторичных энергоресурсов. Одним из путей повышения эффективности системы теплоснабжения является снижение потерь теплоты в тепловых сетях, которые составляют примерно 9 % отпущенной теплоты. Только благодаря улучшению теплоизоляции эти потери могут быть снижены примерно до 2 %.

Для экономии теплоты требуется совершенствование эксплуатации ее потребителей, предполагающее улучшение теплоизоляции, ликвидацию неплотностей, приводящих к потерям пара и воды, внедрение схем, обеспечивающих максимальный возврат конденсата. Кроме того, значительный эффект достигается путем повышения степени регенерации теплоты в технологических процессах, применения комбинированных процессов, разработки технологических процессов с использованием теплоты от ядерных реакторов, разработки систем для вторичных энергоресурсов.

Для обеспечения экономии теплоты и других энергоресурсов на промышленных предприятиях составляются балансы энергии, организуются учет и нормирование (по потребителям) расхода теплоты, разрабатываются планы организационно-технических мероприятий, направленных на экономию энергоресурсов.

Существенное значение имеет также освоение новых возобновляемых источников энергии. Так, расход органического и ядерного топлива для отопления, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения будет постепенно снижаться путем развития солнечных нагревательных аккумулирующих установок. Для таких районов, как Крайний Север, Камчатка, Северо-Восток, целесообразно применять для отопления и горячего водоснабжения геотермальные источники теплоты.

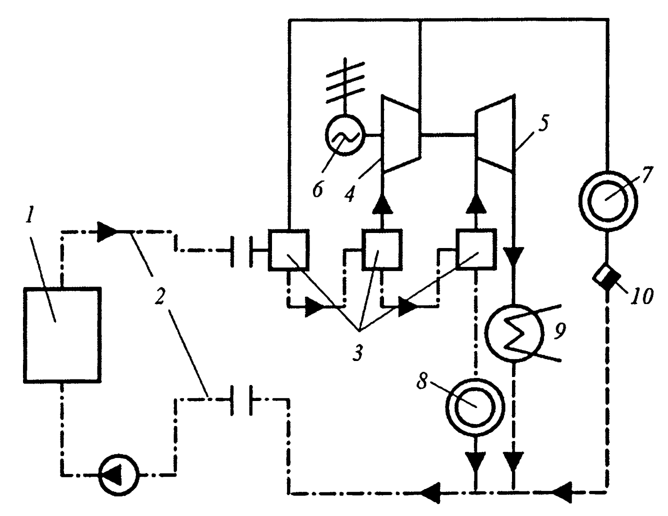



**Рис. 12.12.** Принципиальная схема пароснабжения с использованием теплоты сетевой воды (ПСВ):
*1* – источник дальнего пароснабжения (ТЭЦ, АТЭЦ); *2* – транзитная водяная тепловая сеть; *3* – испарители; *4* – компрессор для сжатия пара; *5* – паровая турбина для привода компрессора; *6* – электродвигатель; *7* – потребитель пара; *8* – потребитель горячей воды; *9* – конденсатор приводной турбины; *10* – конденсатоотводчик

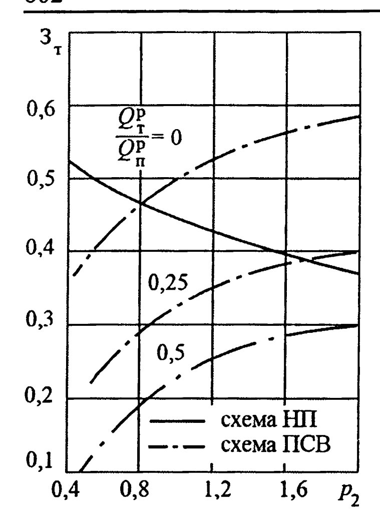



**Рис. 12.13.** Границы рационального применения схемы ПСВ по сравнению с непосредственной подачей пара (схема НП): $p_2$ – давление пара, необходимое потребителям, МПа; $З_т$ – удельные приведенные затраты на транспортирование теплоты, тыс. руб./(год · МВт · км)

Значительную экономию обеспечивает качественное нормирование расхода теплоты во всех звеньях производства (по отдельным технологическим установкам, цехам, предприятию в целом) с установлением технически обоснованных прогрессивных норм расхода энергоресурсов.

При комплексном обеспечении крупных предприятий и промышленных районов горячей водой с температурой до 425 К и паром с давлением 0,5...1,5 МПа от ТЭЦ и АТЭЦ, расположенных на расстоянии, превышающем 15 км, перспективно применение системы пароснабжения сетевой водой (ПСВ). Принципиальная схема такой системы показана на рис. 12.12. От ТЭЦ к потребителю транспортируется сетевая вода с температурой 440...475 К. На месте потребления предусмотрено генерирование пара с давлением 0,2...0,6 МПа в испарителях, что сопровождается охлаждением до 390...425 К сетевой воды, которая направляется к потребителям.

Предусмотрена возможность повышения давления пара с помощью компрессоров с электрическим или паротурбинным приводом. Конденсат пара и охлажденная сетевая вода возвращаются на ТЭЦ. Эффективность применения ПСВ зависит, прежде всего, от $p_2$ и отношения расчетных значений сантехнической (по горячей воде) и паровой технологической нагрузок $Q^р_т / Q^р_п$. Область рационального применения ПСВ по сравнению с непосредственной подачей пара (НП) показана на рис. 12.13. Графики построены при годовом количестве часов использования максимума нагрузки, равном 4000.

## Глава 13

# ОСНОВЫ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИИ И ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

## 13.1. Основы энерготехнологии

*Энерготехнология* – раздел науки, базирующийся на глубоких исследованиях кинетики и механизма соответствующих химических реакций, изучении физических процессов переноса теплоты вещества при фазовых превращениях в реагирующих системах и на исследовании качественных физико-химических, а также экономических характеристик исходного топлива.

Энергетика, металлургия, химия и промышленность строительных материалов являются главными потребителями топлива.

Твердые, жидкие и газообразные виды топлива в основном используются как источник теплоты. Вместе с тем, топливо – это уникальное невозобновляемое сырье, например, для химической, нефтехимической, фармацевтической, микробиологической промышленности. Так, перерабатывая уголь, в настоящее время получают сотни ценных продуктов. Из нефти и газа производится более 95 % продукции органического синтеза: полиэтилен, поликарбонатные пластмассы, полиэфирные волокна, различные типы синтетического каучука, кормовой белок и др.

Различают энергетическое (связанное с получением энергоносителя – водяного пара) и технологическое или промышленное (связанное с производством металла, строительных материалов, химического сырья и т. п.) использование топлива.

Одним из наиболее действенных средств повышения эффективности потребления топлива в народном хозяйстве является переход к комплексным энерготехнологическим методам его использования, к извлечению всех ценных составляющих при обязательном комбинировании энергетического процесса сжигания части топлива для производства энергоносителя с разными технологическими процессами. Такое комбинирование позволяет интенсифицировать все основные процессы, включенные в энерготехнологическую схему, значительно повысить коэффициент использования теплоты топлива, его высокого температурного потенциала, а также с максимальной эффективностью и высоким КПД использовать как органическую, так и минеральную (зольную) составляющие топлива.

Энерготехнологическое комбинирование и комплексные методы использования топлива обусловливают эффективное теплоиспользование в крупнотоннажных и энергоемких технологических процессах химической и нефтехимической промышленности, в производстве строительных материалов, черной и цветной металлургии и по своей значимости приобретают широкое межотраслевое значение.

В России, странах СНГ и за рубежом уделяется большое внимание созданию высокоэффективных энерготехнологических установок.

***Энерготехнологическими установками*** называют комплексы энергетических и технологических агрегатов, тесно связанных между собой и состоящих из энергоблока, блока термической переработки топлива, блоков разделения и очистки получаемых продуктов. В таких установках наряду с чисто энергетическими процессами (полное сжигание очищенных от вредных примесей горючего газа и полукокса, преобразование теплоты в работу) осуществляются и технологические процессы (газификация, пиролиз или коксование топлива).

Основное назначение энерготехнологических установок – это максимально эффективное комплексное использование топлива как источника получения тепловой и электрической энергии и сырья для химической, нефтехимической промышленности, металлургии и других отраслей народного хозяйства при одновременном предотвращении загрязнения окружающей среды.

По виду топлива, используемого в качестве источника для производства тепловой и электрической энергии, энерготехнологические установки подразделяют на два типа: на органическом топливе (твердое, жидкое, газообразное) и атомные, в которых органическое топливо используется как сырье для производства химической продукции. Выработка тепловой энергии для термической переработки топлива, а также тепловой и электрической энергии для энергоснабжения производится на ядерном горючем. В свою очередь атомные энерготехнологические установки могут подразделяться на установки, потребляющие ядерное топливо и вырабатывающие дополнительное ядерное топливо, например плутоний и другие продукты деления.

Разработка эффективных методов комплексного использования топлива неразрывно связана с развитием энерготехнологии.

Энерготехнология имеет два главных практических направления: изыскание путей повышения эффективности использования органической и минеральной частей топлива, применяемых на электростанциях и в промышленной энергетике, и создание интенсивных энерготехнологических методов производства важных видов промышленной продукции (стали, чугуна, цветных металлов, строительного материала, химического сырья и т. п.) при потреблении дешевого энергетического топлива и снижении его удельного расхода.

## Энерготехнологические схемы использования топлив

В простейшей энерготехнологической схеме повышения эффективности использования составных частей топлива (первое направление энерготехнологии) последнее перед сжиганием в топке котла подвергается термической переработке в определенных условиях с получением высококалорийного газа и ценных жидких продуктов. Такая простейшая схема применима при потреблении большинства твердых, жидких и газообразных видов топлива, однако ее назначение зависит от конкретных условий развития района, в котором располагается электростанция.

Простейшие схемы, показанные на рис. 13.1, предназначены для получения жидких смол, содержащих ценные виды химического сырья, бензина, высококалорийного газа с компонентами сжиженного газа и непредельных углеводородов; редких и рассеянных элементов – германия, вольфрама, урана, молибдена, тория, ванадия, титана и других; цементного клинкера и других строительных материалов типа шлаковойлока, шлаковаты и т. п.

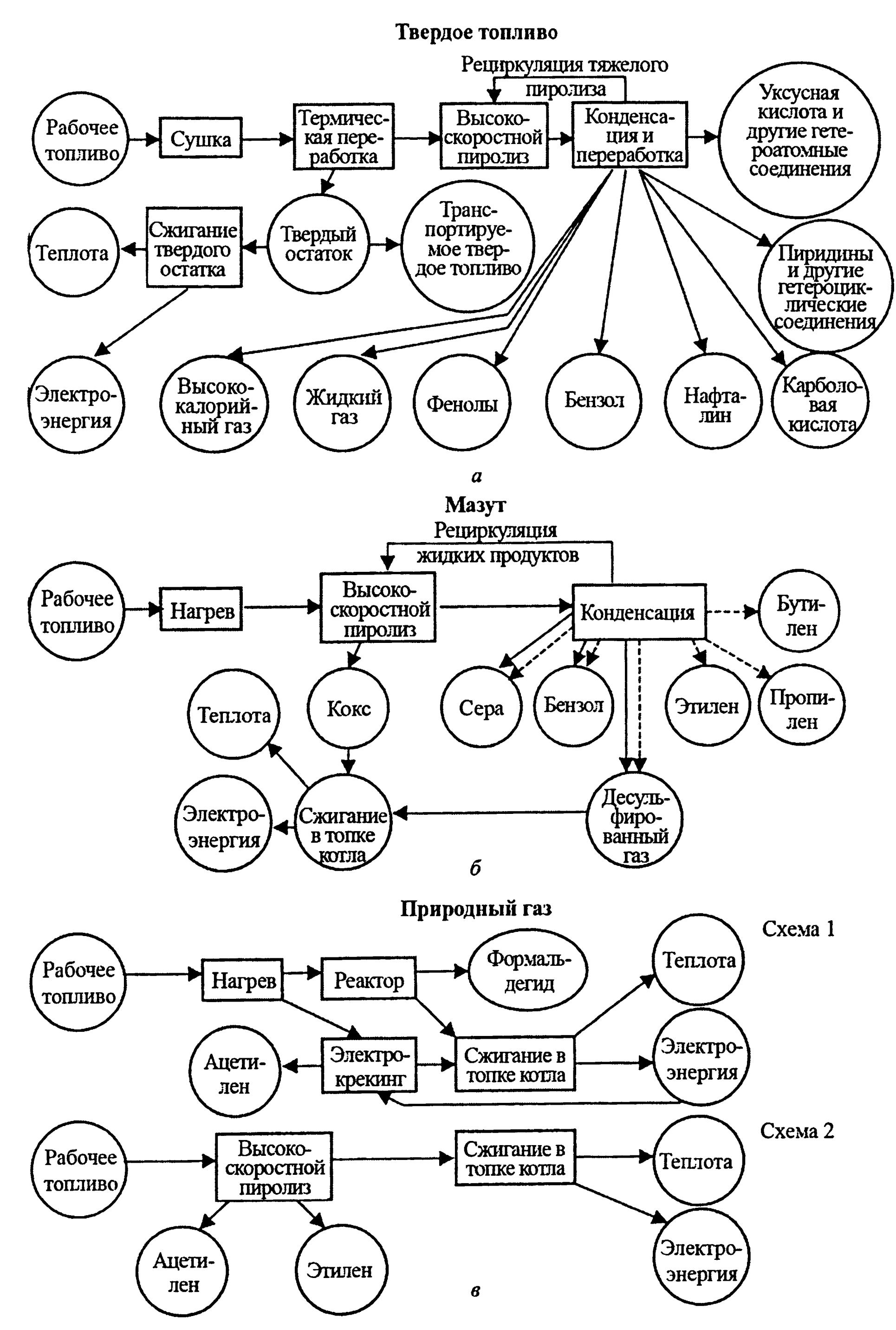



**Рис. 13.1.** Энерготехнологические схемы (*а*, *б*, *в*) использования энергетического топлива: ———— и - - - - – 1-й и 2-й варианты

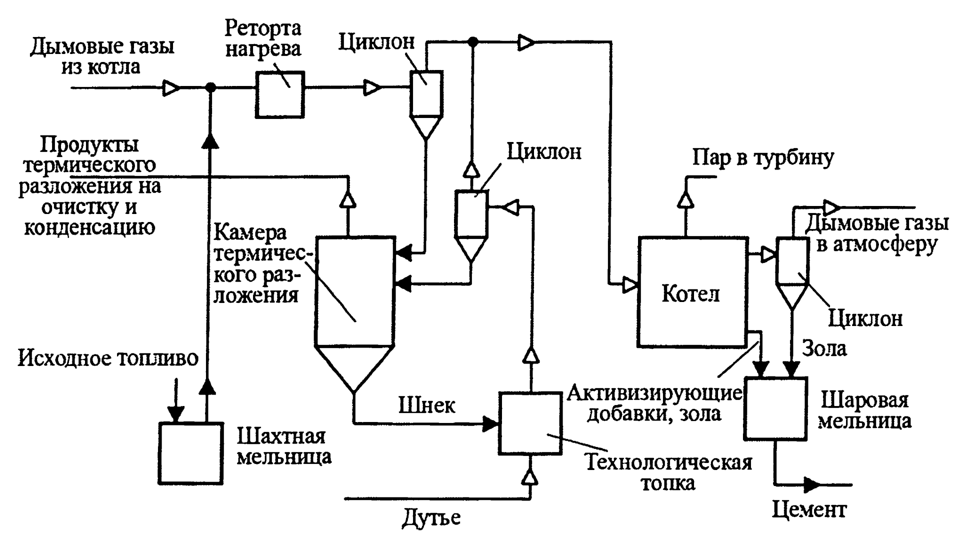



**Рис. 13.2.** Простейшая схема энерготехнологического использования твердого топлива

На рис. 13.2 представлена энерготехнологическая схема использования твердого топлива, сочетающая его термическую переработку с последующим сжиганием горячего коксового остатка в топках паровых котлов.

Энерготехнологическая схема использования природного газа предусматривает его глубокую переработку с получением газовой серы, этана, гелия и других ценных компонентов.

## Энерготехнологические схемы использования теплоты химических реакций

В современной химической технологии принципиальное значение имеет создание энерготехнологических процессов и схем, в которых использовалась бы энергия, получаемая в результате химических реакций.

Наиболее эффективными энерготехнологическими схемами в химической промышленности являются схемы крупнотоннажного производства аммиака, слабой азотной кислоты и карбамида.

В результате использования этих схем в производстве аммиака удельные расходы электроэнергии снизились почти в 8 раз (с 6840 до 900 МДж/кг); в производстве карбамида на 40 % снизился расход пара, получаемого со стороны, на 35...40 % сократились удельные капитальные вложения, на 10 % уменьшилась себестоимость продукции; в производстве слабой азотной кислоты в несколько раз сократился расход электроэнергии, а также вырабатывается свыше 5 ГДж теплоэнергии, которая может быть передана другим потребителям.

На рис. 13.3 приведена энерготехнологическая схема производства аммиака. Паровая конверсия $CH_4$ осуществляется в трубчатом конверторе *1* метана при высокой температуре. Трубы конвертора обогреваются теплотой, образуемой при сжигании природного газа (отходящие дымовые газы имеют высокую температуру). Трубчатый конвертор *1* снабжен конвекционной камерой *1а*, проходя через

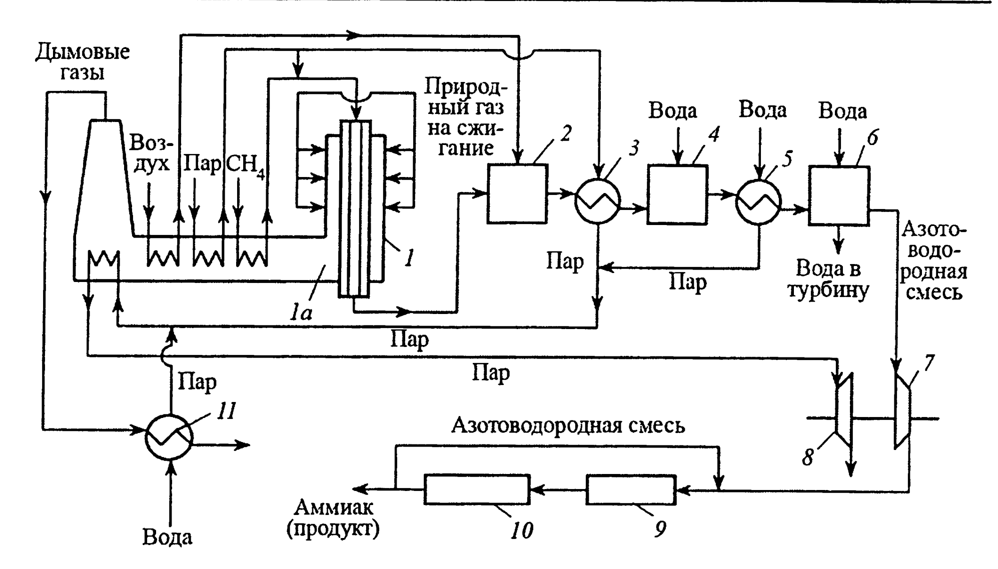



**Рис. 13.3.** Энерготехнологическая схема синтеза аммиака:
*1* – трубчатый конвертор метана; *1а* – конвекционная камера трубчатого конвертора; *2* – шахтный конвертор метана; *3, 5* и *11* – котлы-утилизаторы; *4* – конвертор монооксида углерода; *6* – абсорбер; *7* – компрессор; *8* – паровая турбина; *9* – колонна синтеза; *10* – теплообменник

которую горячие дымовые газы подогревают: а) природный газ, поступающий на паровую конверсию в конвертор *1*; б) воздух, поступающий на паровоздушную конверсию в шахтный конвертор *2*; в) пар, поступающий на паровую конверсию метана (конвертор *1*) и монооксида углерода (конвертор *4*). Отдавшие часть теплоты, но еще горячие дымовые газы направляются в котел-утилизатор *11* для получения пара.

Реагенты, выходящие после паровоздушной конверсии $CH_4$ (конвертор *2*) и паровой конверсии CO (конвертор *4*, см. рис. 13.3), также имеют высокие температуры. Чтобы использовать теплоту их потоков, горячие реагенты после конверсии $CH_4$ и CO направляют в генераторы пара (котлы-утилизаторы) *3* и *5*, где образуется насыщенный водяной пар. Он затем перегревается в конвекционной камере трубчатого конвертора *1* и может быть направлен в одну (их в агрегате синтеза аммиака несколько) из паровых турбин, как это показано на рис. 13.3. Паровая турбина *8* установлена на одном валу с турбокомпрессором *7*, сжимающим азотоводородную смесь, поступающую в колонну синтеза аммиака. Таким образом снижается расход энергии на сжатие азотоводородной смеси.

Примером регенерации механической энергии может служить узел очистки азотоводородной смеси от $CO_2$. Очистка производится водой в абсорбере *6* под давлением 2,6 МПа. Выходящая из абсорбера под давлением жидкость поступает в водяную турбину, установленную на одном валу с насосом, подающим воду в абсорбер.

Новым эффективным энергосберегающим процессом, предназначенным для очистки промышленных газовых выбросов, является нестационарный способ каталитического обезвреживания отходящих газов. Процесс очистки происходит в реакторе с неподвижным слоем катализатора при периодическом изменении на-

правления подачи реакционной смеси с произвольной начальной температурой. При этом часть теплоты, выделившейся в результате реакции, задерживается в центральной части реактора, а его торцовые участки работают как регенеративные теплообменники. В слое катализатора достигаются сколь угодно высокие температуры (в пределах термостойкости катализатора) при малом содержании горючих компонентов. Подобная организация процесса позволяет отказаться от рекуперативных теплообменников предварительного подогрева газов.

Намечается более полное использование теплоты химических реакций и продуктовых потоков в производстве винилхлорида, а также продуктов пиролиза для выработки пара в промышленных котельных. Большой интерес представляет создание энерготехнологических агрегатов для производства полиэтилена высокой плотности. Здесь благодаря ВЭР будет вырабатываться тепловая энергия, осуществляться теплоснабжение сторонних потребителей, что позволит сэкономить дефицитное органическое топливо.

## Энерготехнологическая переработка твердого топлива

Переработка твердого топлива (угля, сланцев, торфа, древесины и т. п.) для получения водорода, монооксида углерода, синтетического жидкого топлива и других видов углеводородного сырья приобретает возрастающую актуальность в связи с увеличивающимся дефицитом нефти и природного газа.

Для энерготехнологического использования наиболее перспективно твердое топливо с большим выходом летучих веществ, например бурые угли, горючие сланцы и торф.

Методы переработки твердого топлива подразделяются на следующие основные группы: пирогенетическое превращение, деструктивная гидрогенизация, термическое растворение и газификация. Пирогенетические методы – это нагревание топлива без доступа воздуха (сухая перегонка), сопровождаемое глубокими деструктивными химическими превращениями компонентов топлива. При такой термической переработке уголь превращается в следующие продукты: кокс либо полукокс, воду, газы ($H_2$, $CO$, $H_2S$, $CH_4$), масло, смолу (фенолы, гетероциклы, нафталин, антрацен).

В зависимости от температуры различают полукоксование (723...773 K), среднетемпературное коксование (973...1173 K) и высокотемпературное коксование (выше 1173 K).

***Полукоксование*** используется для получения наряду с твердым топливом (полукокс) смолы – сырья для химической промышленности. Полукокс используется в качестве энергетического топлива, восстановителя в агломерационном и ферросплавном производствах, полупродукта для получения ряда химических веществ, а также дешевого адсорбента взамен активированного угля для очистки сточных вод. Основной целевой продукт коксования – кокс широко используется в качестве восстановителя в черной и цветной металлургии.

Весьма перспективно применение сухой перегонки для переработки горючих сланцев. СНГ занимает первое место в мире как по добыче, так и по переработке сланцев. Однако полукоксуется пока лишь 26 %, а 74 % используется как энергетическое топливо для производства электроэнергии.

Ценные химические продукты можно получить при высокоскоростном пиролизе топлива. Быстрое нагревание угля (время пребывания угля в высокотемпературной (773...974 K) области составляет $10^{-3}...10^{-4}$ с) значительно повышает выход смолы, пригодной для получения синтетического жидкого топлива. Принцип высокоскоростного пиролиза, разработанный в ЭНИНе им. Г.М. Кржижановского, реализован в опытно-промышленной установке производительностью 175 т/ч (1,2 млн т угля в год). Установка ЭТХ-175 сооружена на Красноярской ТЭЦ-2.

***Деструктивная гидрогенизация*** – это термическое разложение угля с использованием катализаторов (систем на основе молибдена, вольфрама, железа, хрома и др.) под давлением 200...700 атм. Цель этого процесса – получение максимального количества жидких продуктов на органическую массу угля. При гидрогенизации, как и при других химических методах переработки угля, происходит разрушение внутримолекулярных и межмолекулярных связей в органической массе угля. Процесс деструкции сопровождается одновременным гидрированием образующихся углеводородных соединений и взаимодействием с водородом содержащихся в угле серы, кислорода и азота. В результате всех этих процессов возникает смесь легких углеводородов с минимальным содержанием S, O и N, удаляемых в виде паров и газов ($H_2S$, $H_2O$, $NH_3$).

***Термическое растворение (ожижение) угля*** осуществляется воздействием на измельченный уголь органических растворителей в области температур начала его термического разложения в относительно мягких условиях (613...653 K, 20...150 атм). При этом часть органической массы угля подвергается деструкции и переходит в раствор, обладающий большей, чем уголь, реакционной способностью. Эта часть угля называется «ожиженным» углем и используется для получения специальных видов кокса, пластмасс, углеродистых материалов и других веществ. Термическое растворение может быть использовано как для подготовки угля к деструктивной гидрогенизации и повышения выхода из него жидких продуктов, так и в качестве самостоятельного процесса.

***Газификация твердого топлива*** – процесс его превращения в смесь газов при помощи газифицирующих агентов. Процесс универсален: газификации могут быть подвергнуты любые виды твердого топлива: низко- и высокосортные угли, сланцы, торф, полукокс, отходы лесопереработки, полимерные материалы и т. п. В качестве газофицирующих агентов применяют воздух, кислород, водяной пар и их смеси. При газификации протекают окислительные и восстановительные реакции, в результате которых из органической массы топлива образуются, главным образом, CO и $H_2$. Полученный синтез-газ может быть использован и как высококачественное топливо в энергетических установках и для дальнейшей каталитической переработки в жидкое топливо (синтез Фишера – Тропша), метанол и другие химические продукты.

## Энергогазохимическая переработка углей Канско-Ачинского бассейна

В качестве одной из важнейших мер обеспечения народного хозяйства энергоресурсами и совершенствования структуры энергетического баланса страны предусматривается существенное увеличение добычи угля. Ускоренно будут развиваться крупнейшие топливные базы в восточных районах – Канско-Ачинский

топливно-энергетический комплекс, Кузнецкий, Южно-Якутский, Тургайский и другие угольные бассейны Восточной Сибири и Дальнего Востока. Большое значение придается созданию предприятий Канско-Ачинского топливно-энергетического комплекса по переработке угля в облагороженные твердые, жидкие, газообразные виды топлива и химическое сырье, использованию продуктов переработки в энергетике, металлургии, химии и нефтехимии с последующим транспортированием продуктов переработки и передачей электрической энергии в другие районы Сибири, а также в европейскую часть страны и на Урал. Комплексное использование канско-ачинских углей включает три основных звена:

– крупномасштабную термическую переработку угля с производством твердого топлива, смолы и газа, получением на основе смолы синтетического жидкого топлива и транспортированием его на электростанции;

– применение газов термической переработки угля для производства аммиака, метанола, компонентов моторного топлива и минеральных удобрений;

– производство водорода и монооксида углерода и совмещенное транспортирование этих газов и электроэнергии в криогенных условиях.

Рассмотрим принципиальную схему энергогазохимического комплекса (рис. 13.4). Уголь поступает на установку полукоксования *1*, где разделяется на полукокс, смолу и летучее органическое вещество. Основная часть полукокса, как бездымное топливо, направляется для производства электроэнергии *2*, а крупная фракция – дальним потребителям. Из смолы производится синтетическое жидкое энергетическое топливо *3* (СЖЭТ). Летучее вещество угля в парогазовом состоянии подвергается конверсии с получением синтез-газов и водорода *4*. Определенная часть смеси поступает на очистку, сжижение и разделение *5*. Происходит каталитическое превращение ортоводорода в пароводород. Некоторая часть синтез-газов и водорода используется непосредственно в регионе месторождения канско-ачинского угля для переработки мазута в светлое моторное топливо *6*, синтеза аммиака и карбамида *7*, метанола *8* и прямого восстановления руд *9*. Полученные химические продукты транспортируются дальним потребителям. Электроэнергия *2*, за вычетом ее части, израсходованной в регионе месторождения угля, поступает одновременно с жидким водородом и монооксидом углерода в криогенный гиперпроводящий (или сверхпроводящий) совмещенный энергогазопровод *10*, который доставляет энергоносители в европейскую часть России, например, в регион Курской магнитной аномалии. В конце магистрали из водорода извлекается дейтерий *11*.

Совмещение в общем тракте транспортирования сжиженного газа и электроэнергии дает возможность создания сверхмощной магистрали для транспорта электроэнергии.

Водород и монооксид углерода обладают ценными свойствами энергоносителей и химического сырья. Они могут использоваться для повышения эффективности традиционных производств, а также для создания и развития новых технологических процессов и водородной энергетики. Глубокий ходод жидких водорода и монооксида углерода используется для сжижения воздуха с последующим его разделением на кислород и азот *12*. Это исключает (в основной части) традиционный расход электроэнергии на получение соответствующего количества кислорода и

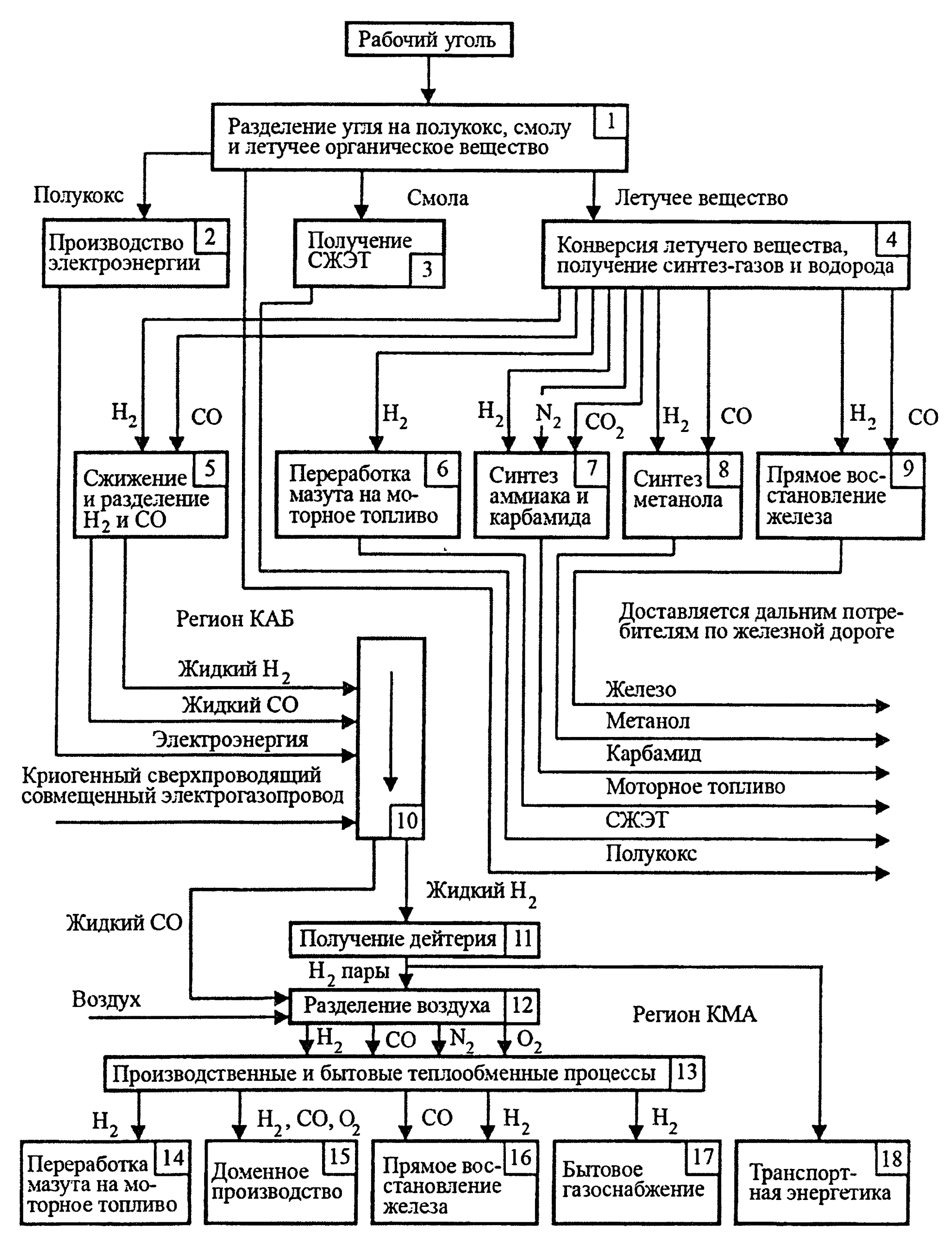



**Рис. 13.4.** Принципиальная схема энергогазохимического комплекса

азота. Азот вместе с водородом и монооксидом углерода может быть направлен для синтеза аммиака, карбамида и других продуктов связанного азота. В результате из процесса исключается природный газ. Кислород используется для традиционной интенсификации процесса в доменном, конверторном и других производствах черной и цветной металлургии *15, 16.*

Низкопотенциальный холод газов используют в холодильной промышленности, а также для интенсификации теплообменных процессов и создания новых безводных процессов охлаждения на производствах *13*.

Водород с монооксидом углерода в соотношении по объему 2:1 могут быть направлены на получение метанола с производством на его базе химических продуктов большой номенклатуры. Метанол уже в настоящее время широко применяется для промышленного производства уксусной и муравьиной кислот, формальдегида и термореактивных пластмасс на его основе, простых и сложных эфиров, хлорметанов и метиламинов. Он является также ценным сырьем для микробиологического синтеза кормового белка. Метанол может быть использован, например, как топливо для автомобильных двигателей (без вредных выбросов). Кроме того, водород и монооксид углерода как идеальные газы-восстановители заменят в доменном производстве и цветной металлургии вдуваемый в доменные печи природный газ, что приведет, кроме того, к увеличению производительности печи (примерно на 6...7 %). Водород и монооксид углерода, полученные из канско-ачинского угля, используются как идеальные газы-восстановители для новых производств прямого восстановления руд *16*.

Водород крайне необходим для превращения тяжелых остатков от перегонки нефти (мазутов) в светлое моторное топливо, а также для обессеривания (гидроочистки) моторного топлива *14*. Часть водорода предполагается использовать в коммунально-бытовом газоснабжении *17*.

Определенную часть водорода расходуют в качестве автомобильного, авиационного и ракетного топлива, топлива для газовых турбин и магнитогидродинамических генераторов *18*.

Изложенная общая схема энергогазохимического использования промышленного потенциала углей Канско-Ачинского бассейна иллюстрирует программу практической реализации, которой должны предшествовать научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию новой техники и технологии. Поэтому целесообразна поэтапная реализация программы, подчиненная общей конечной задаче. Для всех этапов реализации программы конечной задачей является использование фиксированного углерода канско-ачинского угля (в виде полукокса) как бездымного топлива для производства электроэнергии, а летучего органического вещества угля как исходного сырья, способного заменить природный газ и нефть в различных производствах. Такое выполнение программы позволит по первоначальной упрощенной технологической схеме, включающей некоторые традиционные технологические решения, поэтапно дополнять технологическую схему по мере разработки новой техники. Это обеспечит ускоренную отдачу средств, затраченных на научные исследования и опытно-конструкторские разработки, позволит проверить надежность новой техники на практике и будет способствовать реализации последующих этапов программы.

Комплексное решение рассмотренных задач позволит улучшить структуру энергетического баланса страны: снизить долю нефти, используемой в качестве топлива, и заменить ее газом и углем, а также улучшить системы природопользования и обеспечить защиту окружающей среды.

## Энергохимическая переработка угля на базе МГД-электростанции

Схема энергохимической переработки угля на базе МГД-электростанции основана на использовании разработанного специалистами Красноярского государственного университета и Института теоретической и прикладной механики Сибирского отделения РАН МГД-генератора. В этом МГД-генераторе применен новый физический эффект, позволяющий работать на продуктах сгорания топлива без использования легкоионизирующейся добавки. Схема предусматривает одновременное производство электроэнергии и ценных химических продуктов, в частности, метанола и моторного топлива (рис. 13.5).

Рабочим телом МГД-генератора служит продукт сгорания монооксида углерода в подогретом воздухе – диоксид углерода. Для создания высокоэффективного МГД-генератора с низкой среднемассовой температурой (2200... 2500 К) рабочего тела предлагается использовать МГД-эффект Т-слоя.

Вместо однофазного течения ионизированного газа в МГД-генераторе будет создаваться пульсирующий режим с периодически возникающими плазменными сгустками (Т-слоями), имеющими температуру $(10...12)\cdot10^3$ К. В процессе прохождения Т-слоя через канал с поперечным магнитным полем 2...3 Тл при давлении рабочего тела 2,9...4,9 МПа генерируется токовый импульс. Такая схема позволяет получить переменный электрический ток.

Рабочее тело после МГД-генератора поступает в циклоны-газификаторы. В газификаторе происходит восстановление на полукоксе углекислого газа до монооксида углерода и отделение жидкого шлака. Затем часть потока монооксида углерода через циклон поступает в камеру сгорания, другая часть потока монооксида углерода после теплообменников и компрессора используется в качестве

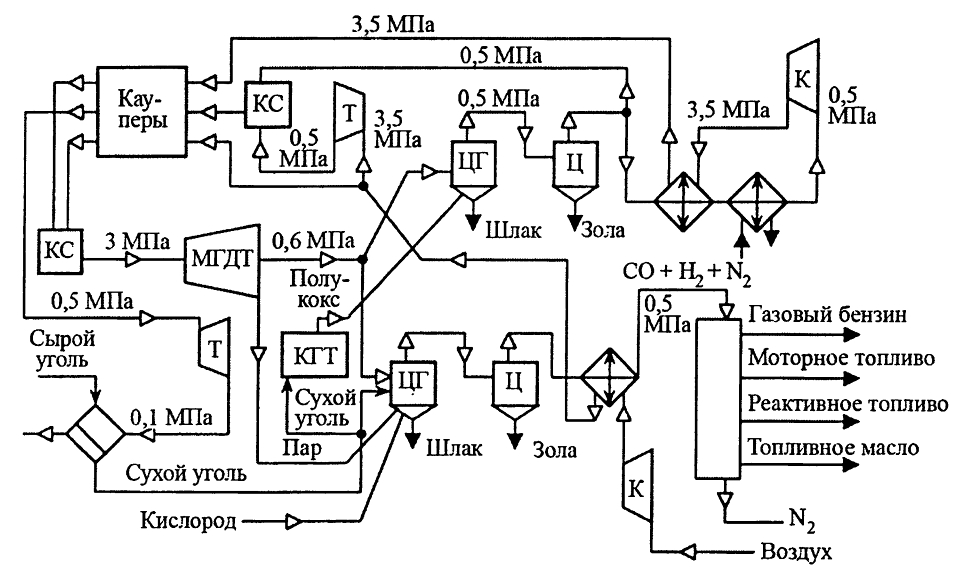



**Рис. 13.5.** Схема энергохимического комплекса на базе МГД-электростанции:
МГДГ– МГД-генератор; ЦГ – циклон-газификатор; КС – камера сгорания; Ц – циклон; КГТ – каталитический генератор теплоты; К – компрессор; Т – газовая турбина

источника теплоты для подогрева в кауперах воздуха и основного потока топлива и подается в камеру сгорания.

Во втором циклоне-газификаторе газовый поток взаимодействует с подсушенным углем и водяным паром, в результате чего образуется СО-водородная смесь (с некоторым содержанием азота), являющаяся исходным сырьем для химического производства.

Как видно, в схеме отсутствуют паросиловые установки по производству электроэнергии, дополнительная утилизация энергии отработанных газов осуществляется в газовых турбинах. Это позволяет экономить топливо. Кроме того, в уходящих газах практически нет вредных примесей, что очень существенно.

## Ядерно-технологические комплексы

***Схемы ядерно-технологических комплексов.*** На базе ядерного реактора могут быть созданы энерготехнологические комплексы по производству, например, водорода, аммиака, синтез-газа, метанола, а также станции для комплексного теплоэнергоснабжения предприятий.

Наибольший интерес представляет использование теплоты высокотемпературных ядерных реакторов с газовым охлаждением при производстве аммиака и метанола (рис. 13.6).

Природный газ подвергается паровой каталитической конверсии под давлением по каскадной схеме *4* с выводом через металлические водородопроницаемые мембраны водорода из конвертированного газа между ступенями конверсии. Водород высокой чистоты после смешения его с азотом из хвостовых газов производства азотной кислоты используется как сырье для производства аммиака.

Азотно-водородная смесь сжимается до 32 МПа в турбокомпрессоре *8* с приводом от паровой турбины *9*. Непродиффундировавшие газы после третьего диффузионного аппарата *6* используются в соотношении $CO/H_2$ как сырье для производства метанола. В реакторе *12* эти газы подвергаются среднетемпературной конверсии монооксида углерода, после чего из газовой смеси выделяют водород в четвертом диффузионном аппарате *6*.

Непродиффундировавшие газы после четвертого диффузионного аппарата *6* подвергаются конверсии оставшегося метана в четвертой ступени трубчатой печи *4*. Удаление водорода и дозировка пара перед конверсией метана способствуют более глубокому течению реакции и уменьшению концентрации инертов, в частности, остаточного метана в свежем газе производства метанола. Конвертированный газ после четвертой ступени трубчатой печи *4* охлаждается до температуры 723 К в котле-утилизаторе *13*, после чего часть его подвергается среднетемпературной конверсии монооксида углерода.

Газовая смесь проходит пропиленкарбонатную очистку до содержания углекислого газа в свежем газе не более 6 %. Водород из четвертого диффузионного аппарата *6* сжимается компрессором *18*, а газовая смесь – компрессором *17* до давления 5...10 МПа, их смесь направляется в агрегат *19* синтеза метанола.

Продувочные газы синтеза метанола частично используются как топливо в подогревателе природного газа, а частично возвращаются в трубчатую конверсию метана. Метанол-сырец укрепляется в ректификационной колонне *20*. Метанол-ректификат используется в качестве продукта.

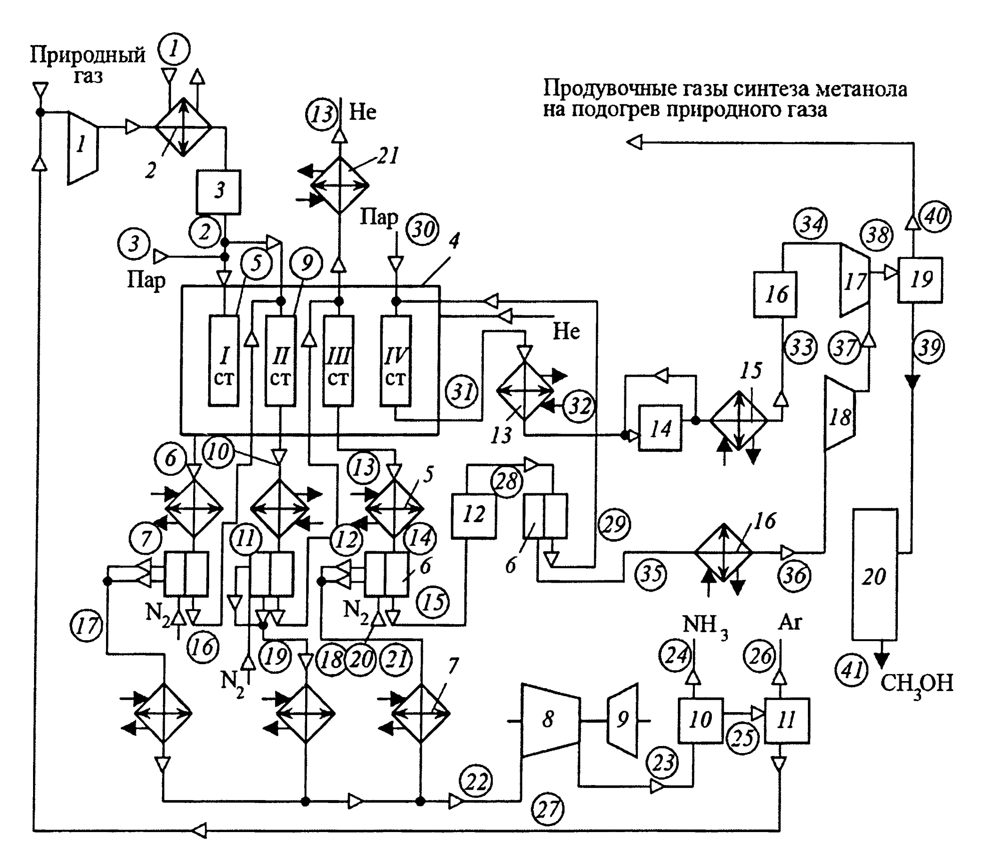



**Рис. 13.6.** Интегральная схема установки производства аммиака и метанола с диффузионным выделением водорода на стадии конверсии метана:

*1* – компрессор природного газа; *2* – подогреватель; *3* – сероочистка; *4* – трубчатая печь; *5, 7, 13, 15* и *21* – котлы-утилизаторы; *6* – диффузионные аппараты; *8* – турбокомпрессор; *9* – турбина; *10* – синтез аммиака; *11* – разделение продувочных газов; *12, 14* – конверсия CO; *16* – пропиленкарбонатная очистка; *17* и *18* – компрессоры; *19* – агрегат синтеза метанола; *20* – колонна укрепления метанола; (1)–(41) – трубопроводы для паров, газов и жидкостей

Необходимый для проведения технологических процессов водяной пар с давлением 10,4 МПа получают в системе котлов-утилизаторов технологических газов, в блоке теплоиспользующей аппаратуры трубчатой печи, а также в дополнительном котле. Газовые компрессоры аммиачного и метанольного производства приводятся в действие от паровых конденсационных турбин. Маслонасосы и питательные насосы паровых котлов работают от электродвигателей. Для покрытия эндотермического теплового эффекта конверсии метана $CH_4 + H_2O = 3H_2 + CO - 206{,}1$ кДж/моль, а также затрат теплоты на энергетические нужды используется теплота высокотемпературного ядерного реактора с газовым охлаждением.

Эксергетический анализ данного процесса показал, что при температуре гелиевого теплоносителя 2083 K суммарный эксергетический КПД процесса $\eta_{экс} = 0{,}757$, при температуре 1473 K $\eta_{экс} = 0{,}823$, а при 1223 K $\eta_{экс} = 0{,}863$; эти значения более чем в 1,5 раза превышают значения $\eta_{экс}$ традиционных замкнутых схем получения аммиака и метанола.

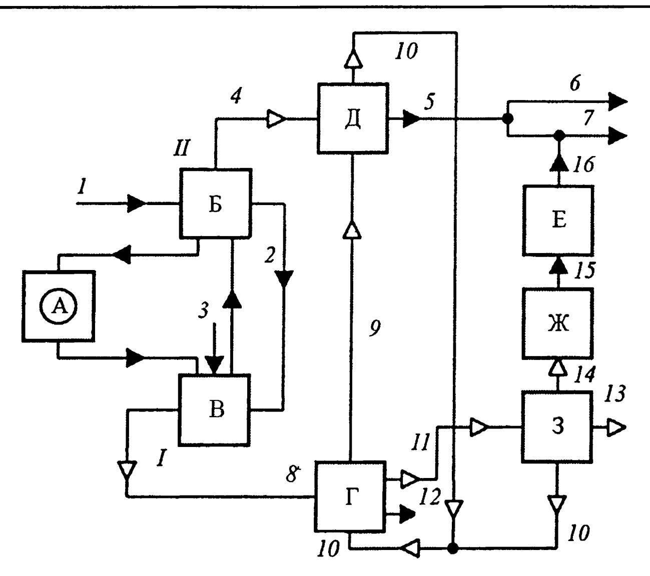



**Рис. 13.7.** Принципиальная схема нефтеперерабатывающего комплекса с ядерным реактором: А – ядерный реактор; Б – технологические аппараты первичной и вторичной переработки нефти; В – реактор паровой конверсии; Г – установка утилизации сероводорода; Д – установка гидроочистки; Е – реактор конверсии метанола в бензин; Ж – реактор синтеза метанола; З – установка разделения синтез-газа; *I* и *II* – теплообменники. Потоки: *1* – сырая нефть; *2* – тяжелые нефтяные остатки; *3* – вода; *4* – светлые нефтепродукты; *5* – очищенные от серы нефтепродукты; *6* – нефтепродукты для нефтехимии; *7* – моторное топливо; *8* – влажный синтез-газ; *9* – водород; *10* – сероводород; *11* – синтез-газ; *12* – серная кислота; *13* – $CH_4 + CO_2$; *14* – $CO + H_2$; *15* – метанол; *16* – бензин

Энергия высокотемпературного ядерного реактора может быть эффективно использована в нефтехимической промышленности для проведения таких энергоемких процессов, как крекинг, пиролиз, гидроочистка, конверсия. Так, в нефтеперерабатывающем комплексе с ядерным реактором (рис. 13.7) под действием высокопотенциальной теплоты в реакторе *8* паровой конверсии при 1073 К происходит паровая конверсия тяжелых нефтяных остатков. В технологическом аппарате *2* в интервале температур до 825 К осуществляются процессы первичной и вторичной переработки нефти с образованием сырья для нефтехимической промышленности, моторного топлива и тяжелых нефтяных остатков. Эта схема позволяет эффективно реализовать ряд технологических процессов с одновременным получением электроэнергии, топлива, водорода и других ценных продуктов.

Высокотемпературные ядерные реакторы с гелиевым охлаждением могут широко использоваться в нефтехимической промышленности для проведения радиационно-термических процессов. Уникальные возможности в этом отношении предоставляют высокотемпературные реакторы с газовым охлаждением с шаровыми твэлами. В установках с такими реакторами можно проводить радиационно-термический пиролиз в целях получения этилена.

Высокотемпературные реакторы с гелиевым теплоносителем удобны для получения жидких и газообразных синтетических топлив из углей. Газификация угля с использованием теплоты атомного реактора позволит снизить на 5...10 % затраты на производство синтетического жидкого топлива и является важным фактором улучшения экономических и экологических показателей работы углеперерабатывающих заводов.

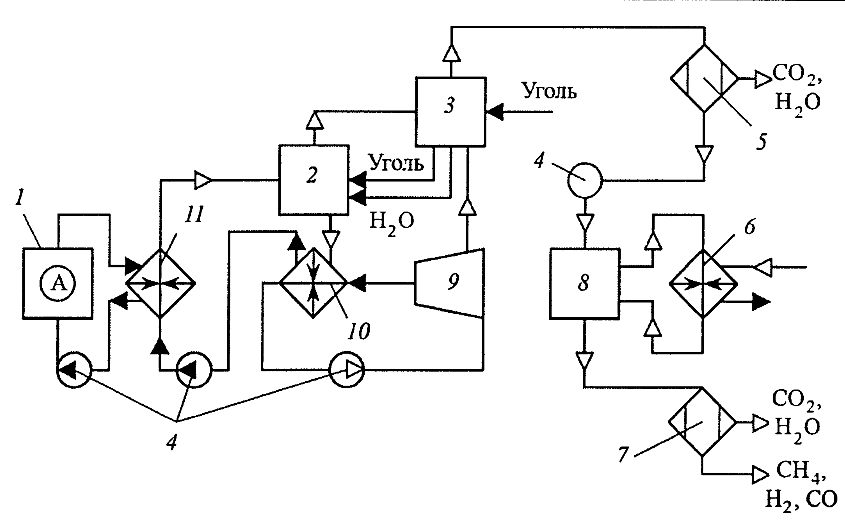



**Рис. 13.8.** Принципиальная схема ядерного комплекса для выработки электроэнергии и теплогазоснабжения:

*1* – ядерный реактор; *2* – газификатор; *3*, *8* – регенераторы; *4* – компрессор; *5* и *7* – системы очистки газов; *6* – реактор-метанатор; *9* – турбина; *10* – парогенератор; *11* – теплообменник промежуточного контура

Энерготехнологические комплексы с ядерными реакторами, предназначенные для выработки электроэнергии и газификации угля в целях получения вторичных энергоресурсов (водорода, метана и др.), позволяют решить проблему комплексного энергоснабжения промышленных центров.

Принципиальная схема такого комплекса приведена на рис. 13.8. Теплота, полученная в реакторе *1*, подводится через промежуточный контур с теплообменником *11* к газификатору *2* и котлу *10* турбины *9*. Газифицируют уголь водяным паром, подаваемым из отбора турбины. Предварительный подогрев угля и водяного пара происходит в регенераторе *3*. После охлаждения и очистки продуктов газификации в системе *5* горючие газы ($H_2$, CO, $CH_4$) направляются компрессором *4* к метанатору *6* в месте потребления. Метанирование может осуществляться при температуре, целесообразной для обеспечения нужд бытовых и технологических тепловых потребителей. Подогревают исходные продукты реакцией метанообразования в регенераторе *8*. Полученный метан после охлаждения и очистки в системе *7* направляется к потребителям.

Теплота атомного реактора может быть использована для проведения эндотермического процесса диссоциации карбонатов при температуре 1173 K (в соответствии с реакцией $CaCO_3 = CaO + CO_2 - 173{,}5$ кДж/моль) при получении строительных материалов. На рис. 13.9 приведена принципиальная схема низкотемпературной диссоциации карбонатов в аппарате *2* в специальных средах ($H_2$, $H_2O$) с использованием теплоты высокотемпературного ядерного реактора *7* с гелиевым охлаждением. Теплота реактора может применяться также для создания атомных источников теплоснабжения.

Освоенные в настоящее время низко- и среднетемпературные энергетические реакторы конкурентоспособны с источниками централизованного теплоснабжения на органическом топливе при тепловых нагрузках 1,2...1,8 ГВт и выше. Атомное

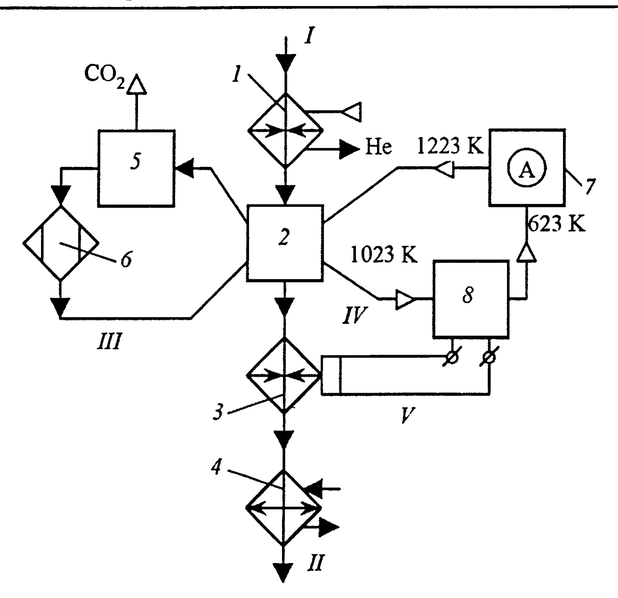



**Рис. 13.9.** Принципиальная схема низкотемпературной диссоциации карбонатов в специальных средах ($H_2$, $H_2O$) с использованием теплоты ВТГР:
*1* – подогреватель сырья; *2* – аппарат низкотемпературной диссоциации; *3* – аппарат дополнительной термообработки; *4* – охладитель продукта; *5* – отделитель $CO_2$; *6* – регенератор среды диссоциации; *7* – высокотемпературный атомный реактор (ВТГР); *8* – энергоустановка; *I* – сырье; *II* – готовый продукт; *III* – среды диссоциации; *IV* – гелий; *V* – электроэнергия

теплоснабжение будет развиваться по пути внедрения атомных станций теплоснабжения для производства горячей воды; атомных теплоэлектроцентралей, в которых выработка теплоты сочетается с производством электроэнергии; атомных станций промышленного теплоснабжения для производства горячей воды и пара.

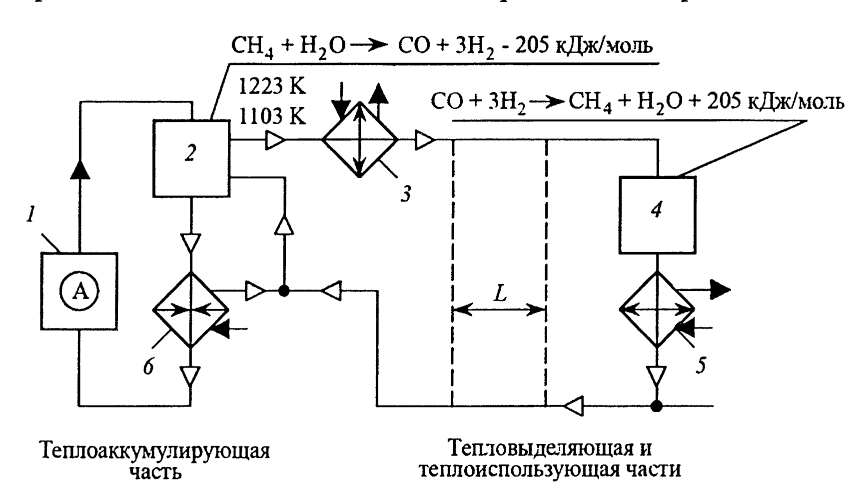



**Рис. 13.10.** Принципиальная схема атомной хемотермической системы дальнего теплоснабжения:
*1* – высокотемпературный ядерный реактор; *2* – реактор конверсии метана; *3*, *5*, *6* – теплообменники; *4* – метанатор

Наряду с созданием таких атомных источников теплоснабжения необходима разработка новых типов энергоисточников и систем теплоснабжения, основанных на хемотермических системах дальней передачи теплоты (рис. 13.10). Энергоисточником для такой системы служит высокотемпературный ядерный реактор *1*, тепловая энергия которого используется для каталитической паровой конверсии метана в конверторе *2*. Полученный конвертированный газ, состоящий из водорода и монооксида углерода, транспортируется по газопроводам к центрам потребления теплоты, где в специальных установках-метанаторах *4* происходит каталитическая реакция синтеза метана из конвертированного газа, сопровождающаяся выделением теплоты с температурой 675...975 К. После охлаждения в теплообменнике *5* метан возвращается на конверсионный центр, а выделившаяся при этом вода может либо использоваться на месте, либо возвращаться на конверсионный центр.

Принципиальная схема теплоаккумулирующей части такой системы (рис. 13.11) включает паровую каталитическую конверсию метана, осуществляемую путем подвода теплоты высокотемпературного ядерного реактора с гелиевым теплоносителем; производство технологического пара, необходимого для осуществления процесса конверсии; предварительный подогрев газовой и парогазовой смеси, поступающей на конверсию; охлаждение полученного газа и конденсацию избытка водяного пара.

Смесь, содержащая около 95 % $CH_4$, 1 % $CO_2$ и 4 % $H_2$, предварительно в теплообменнике *5* подогревается до температуры 573 К за счет утилизации теплоты конвертированного газа и смешивается в необходимом соотношении с перегретым паром. Парогазовая смесь догревается в теплообменнике *4* до температуры начала реакции и поступает в конвертор *2*. Необходимый для осуществления конверсии технологический пар генерируется частично в результате утилизации теплоты конвертированного газа в теплообменниках *3* и *7*, частично благодаря подводу в теплообменник *10* теплоты от ядерного реактора *1*.

Принципиальная схема установки метанирования, выделения и использования теплоты приведена на рис. 13.12. В зависимости от способа организации процесса метанирования (количества ступеней метанирования и объема рециркулируемого

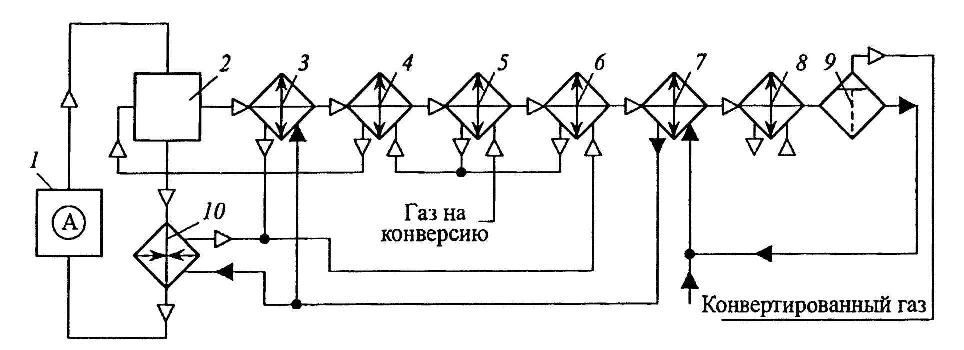



**Рис. 13.11.** Технологическая схема теплоаккумулирующей части атомной станции дальнего теплоснабжения (АСДТ):
*1* – высокотемпературный ядерный реактор; *2* – конвертор; *3–7* и *10* – теплообменники; *8* – воздушный конденсатор; *9* – сепаратор

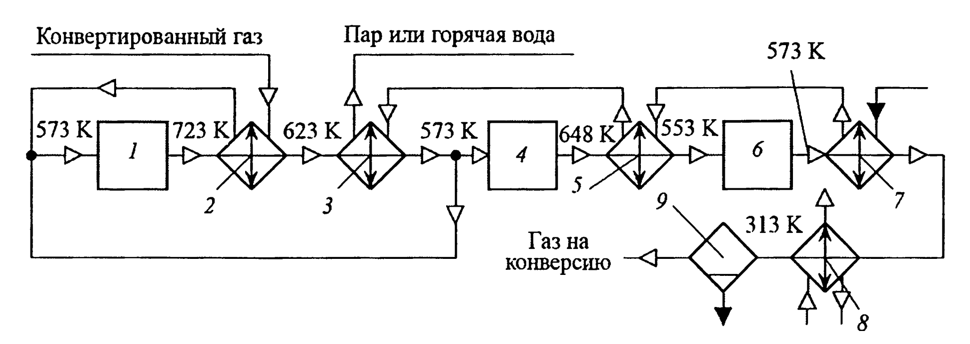



**Рис. 13.12.** Принципиальная схема тепловыделяющей и теплоиспользующей части АСДТ: *1, 4, 6* – метанаторы; *2, 3, 5, 7* – теплообменники; *8* – воздушный конденсатор; *9* – сепаратор

газа) верхний температурный уровень теплоты, производимой в метанаторах *1*, *4* и *6*, может изменяться от 675 до 875...975 K, что позволяет осуществлять нагрев в теплообменниках *3*, *5* и *7* сетевой воды или производство технологического пара с необходимыми параметрами.

Преимущества транспортирования теплоты в химически связанном состоянии по сравнению с транспортированием в виде горячей воды проявляются в снижении металлоемкости теплопередающей системы на единицу передаваемой теплоты, в отсутствии потерь теплоты, связанных с транспортированием и необходимостью теплоизоляции трубопроводов. Все это позволяет значительно увеличить дальность передачи теплоты по сравнению с традиционными системами.

Ядерно-технологические комплексы при нормальной эксплуатации характеризуются практически полным отсутствием выбросов токсичных веществ.

Однако их развитие, как и АЭС, немыслимо без существенного улучшения радиационной защиты, повышения надежности и кардинального решения задач охраны окружающей среды при эксплуатации атомных установок.

***Анализ термодинамической эффективности установок ядерно-технологических комплексов.*** Анализ термодинамической эффективности атомных энерготехнологических установок, предназначенных для производства электроэнергии, теплоты, водорода как вторичного энергоносителя и других продуктов в ядерно-технологических (металлургических) комплексах, возможен на основе критериев, единым образом оценивающих эффективность производства различной, в том числе и неэнергетической, продукции. В качестве таких критериев рассматривают абсолютные и относительные показатели, характеризующие энергозатраты на производство соответствующего продукта.

Применительно к неэнергетической продукции используют понятия теплового и эксергетического эквивалентов производства продукта, учитывающих соответственно затраты теплоты или электроэнергии в обратимых процессах получения продукта при равновесном состоянии продуктов реакции с окружающей средой (по температуре и давлению). Если при этом, кроме непосредственно подводимой теплоты, в качестве технологического сырья используется какое-либо топливо, то при расчете эквивалента необходимо также учитывать теплоту сгорания этого топлива.

При температуре окружающей среды $T_0$, соответствующей нормальным условиям, тепловой эквивалент производства $j$-го продукта определяется суммой

$$Q_{jэ} = \Delta H^0_{298j} + B_j Q^р_н, \qquad (13.1)$$

а эксергетический эквивалент разностью

$$Э_{jэ} = Q_{jэ} - T_0 \Delta S_j, \qquad (13.2)$$

где $\Delta H^0_{298j}$ – тепловой эквивалент обратимой реакции получения продукта при стандартных условиях; $B_j$ – расход технологического топлива; $\Delta S_j$ – изменение энтропии в обратимых химических реакциях образования продукта и сгорания используемого топлива.

На основе соотношений (13.1) и (13.2) может быть получено выражение эксергетического эквивалента производства продукта

$$Э_{jэ} = \Delta G^0_{298j} + B \Delta G^0_{298сг}, \qquad (13.3)$$

определяемого изменением стандартных значений энергии обратимых реакций образования продукта $\Delta G^0_{298j}$ и сгорания используемого топлива $\Delta G^0_{298сг}$. Значения теплового и эксергетического эквивалентов не зависят от способов и условий получения продукта. Для продуктов газификации топлива эти величины выражают соответственно теплоту сгорания $Q^р_н$ и эксергию $Э_г$. Эксергетические потери в химических реакциях определяются произведением $П_i = T_0 \Delta S_i$ ($\Delta S_i$ – возрастание энтропии в необратимом химическом процессе).

## 13.2. Вторичные энергетические ресурсы

***Вторичными энергетическими ресурсами*** называется энергетический потенциал продукции, отходов, побочных и промежуточных продуктов, образующихся в технологических агрегатах (установках), который не используется в самом агрегате, но может быть частично или полностью использован для энергоснабжения других потребителей.

Потенциальные запасы ВЭР в отраслях народного хозяйства Российской Федерации и других странах СНГ оцениваются более чем в 1000 млн ГДж. Рациональное использование их является одним из крупнейших резервов экономии топлива, способствующим снижению топливо- и энергоемкости промышленной продукции.

Вторичные энергетические ресурсы могут использоваться непосредственно без изменения вида энергоносителя для удовлетворения потребности в топливе и теплоте или с изменением энергоносителя путем выработки теплоты, электроэнергии, холода или механической работы в утилизационных установках.

Принципиальная схема использования ВЭР (рис. 13.13) иллюстрирует отдельные потоки и сечения, по которым определяются количественные показатели. По виду энергии ВЭР подразделяются на три группы:

– топливные ВЭР. Это химическая энергия отходов технологических процессов химической и термохимической переработки углеродистого или углеводородного сырья, побочных горючих газов плавильных печей (доменных, колошниковых шахтных печей и вагранок, конвертерных и т. д.), не используемых для дальнейшей технологической переработки древесных отходов лесозаготовок и деревообработ-

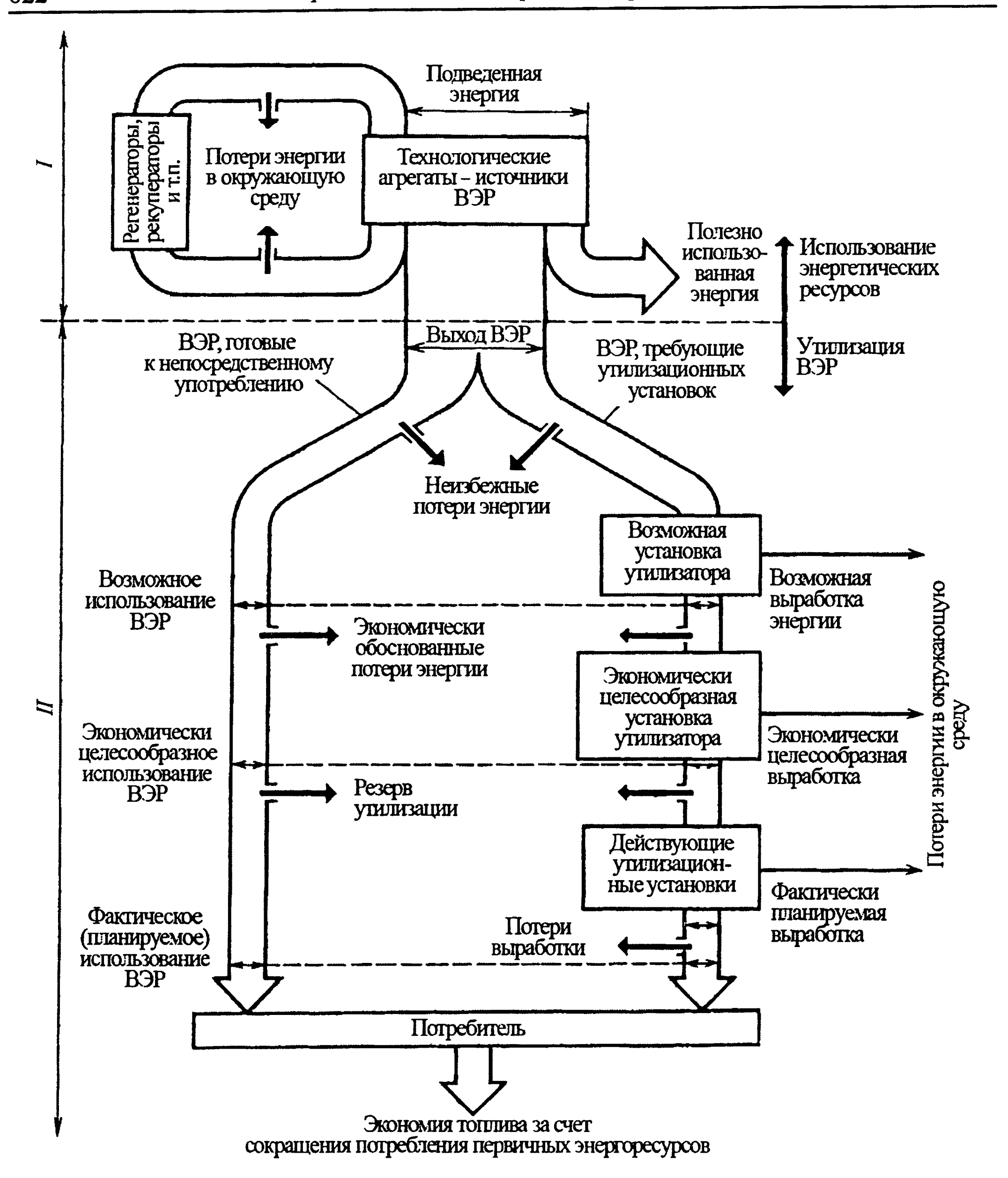



**Рис. 13.13.** Принципиальная схема использования энергоресурсов при утилизации ВЭР

ки в лесной и деревообрабатывающей промышленности, упаренных горючих щелоков, бардяных концентратов, коры и древесных отходов в целлюлозно-бумажной промышленности и т. д.;

– тепловые ВЭР. Это физическая теплота отходящих газов технологических агрегатов, физическая теплота основной, побочной, промежуточной продукции и отходов основного производства, теплота рабочих тел систем принудительного охлаждения технологических агрегатов и установок, теплота горячей воды и пара, отработанных в технологических и силовых установках;

– вторичные энергетические ресурсы избыточного давления. Это потенциальная энергия газов и жидкостей, покидающих технологические агрегаты с избыточным давлением, которое необходимо снижать перед последующей ступенью использования этих жидкостей (газов) или при выбросе их в атмосферу.

В зависимости от видов и параметров рабочих тел различают четыре основных направления использования ВЭР: топливное (непосредственное использование горючих компонентов в качестве топлива); тепловое (использование теплоты, получаемой непосредственно в качестве ВЭР, или теплоты или холода, вырабатываемых за счет ВЭР в утилизационных установках или в абсорбционных холодильных установках); силовое (использование механической или электрической энергии, вырабатываемой в утилизационных установках (станциях) за счет ВЭР); комбинированное (использование теплоты, электрической или механической энергии, одновременно вырабатываемых за счет ВЭР).

## Возможное использование вторичных энергетических ресурсов

Топливные ВЭР должны использоваться в качестве топлива полностью (на 100 %). Возможное использование ВЭР, утилизируемых с преобразованием энергоносителя, определяется возможной выработкой электроэнергии в утилизационной установке.

Возможная выработка теплоты в виде пара или горячей воды в утилизационной установке за счет тепловых ВЭР в общем случае определяется по формуле

$$Q_т = (H_1G_1 - H_2G_2)\beta(1 - \xi),$$

а возможная выработка холода

$$Q_х = Q_т\varepsilon,$$

где $G_1$ и $G_2$ – количество энергоносителя соответственно на входе в утилизационную установку и на выходе из нее; $H_1$ и $H_2$ – энтальпия энергоносителя соответственно на выходе из технологического агрегата – источника ВЭР и энергоносителя при температуре $T_2$ на выходе из утилизационной установки; $\beta$ – коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы утилизационной установки и агрегата – источника ВЭР; $\xi$ – коэффициент потерь теплоты утилизационной установки во внешнюю среду; $\varepsilon$ – холодильный коэффициент.

Возможную выработку теплоты в утилизационной установке можно определить также по формуле

$$Q_т = Q_{вых}\eta_у,$$

где $\eta_у$ – условный КПД утилизационной установки.

Возможная выработка электроэнергии в утилизационной турбине за счет ВЭР в виде избыточного давления определяется по формуле

$$W = m_{ВЭР}\tau\, l\, \eta_{0i}\eta_м\eta_г,$$

где $m_{ВЭР}$ – часовое количество энергоносителя в виде жидкости или газа, имеющего избыточное давление; $\tau$ – число часов работы агрегата – источника ВЭР в рассматриваемый период; $l$ – работа изоэнтропного расширения; $\eta_{0i}$ – внутренний относительный КПД турбины; $\eta_м$ – механический КПД турбины; $\eta_г$ – КПД электрогенератора.

При поступлении пара высоких параметров от теплоутилизационных установок в конденсационную турбину выработка электроэнергии определяется отношением

$$W = Q_т / q_к,$$

где $Q_т$ – количество теплоты, поступающее на турбину от теплоутилизационной установки; $q_к$ – удельный расход теплоты на производство электроэнергии в конденсационной турбине.

Экономическая эффективность использования ВЭР определяется значением приведенных затрат на систему энергоснабжения, энергетическую установку или агрегат в виде суммы

$$З = C + E_н k,$$

где З – приведенные затраты, руб./год; $C$ – годовые эксплуатационные издержки, руб./год; $E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, принимается равным 0,12; $k$ – капиталовложения, руб.

Экономически наиболее эффективным является вариант, характеризующийся минимумом приведенных затрат $З_{min}$. Приведенные затраты для вариантов энергоснабжения с использованием ВЭР могут быть представлены в виде

$$З_{ут} = C_{ут} + E_н K_{ут},$$

а для энергоснабжения без использования ВЭР в виде

$$З_{б.ут} = C_{б.ут} + E_н K_{б.ут},$$

где индексы «ут» и «б.ут» – варианты энергоснабжения.

Экономический эффект от использования ВЭР определяется разницей в годовых приведенных затратах по сравниваемым вариантам:

$$Э = З_{б.ут\,min} - З_{ут\,min} = C_{б.ут} - C_{ут} - E_н(K_{ут} - K_{б.ут}).$$

Использование ВЭР является экономически целесообразным при положительном значении разности ($\Delta З > 0$).

## Источники вторичных энергетических ресурсов

Наибольшими тепловыми ВЭР располагают предприятия черной и цветной металлургии, химической, нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности, промышленности строительных материалов, газовой промышленности, тяжелого машиностроения и некоторых других отраслей народного хозяйства. В этих отраслях широко используется теплота высокого, среднего и низкого потенциалов.

Теплота высокого потенциала применяется главным образом для изменения физико-химических свойств сырья и полуфабрикатов посредством их плавки, нагрева и обжига (выплавление металлов в металлургии; обжиг нерудных ископаемых в промышленности строительных материалов; интенсификация химических реакций в нефтеперерабатывающей и химической промышленности; плавка и нагрев металла в машиностроении для получения узлов и деталей заданных форм и для последующей их обработки и т. п.).

В настоящее время доля теплоты высокого потенциала в общем расходе полезной энергии составляет 26 % и на ее получение затрачивается 26 % топливно-энергетических ресурсов Российской Федерации и других стран СНГ.

Почти 90 % теплоты высокого потенциала используется в промышленности. Из этого количества теплоты около 33 % расходуется на плавку, 40 % – на нагрев и немногим более 20 % – на обжиг руд и минерального сырья. Большая часть (более 90 %) теплоты высокого потенциала обеспечивается путем сжигания различных видов топлива непосредственно в технологических установках. При этом за последние 20 лет доля угля и продуктов его переработки (кокса, доменного и коксового газов) сократилась в 1,85 раза, доля жидкого топлива выросла в 1,5 раза, доля природного газа – в 12,5 раза. В перспективе природный газ будет обеспечивать до 40 % всего количества используемой теплоты высокого потенциала.

Примерно 52 % всей полезной энергии в народном хозяйстве Российской Федерации и других стран СНГ расходуется в виде теплоты среднего (373...623 К) и низкого (323...423 К) потенциала, а на ее получение тратится 38 % всех топливно-энергетических ресурсов. Эта теплота применяется для удовлетворения технологических нужд промышленности в таких производственных процессах, которые связаны с физико-химическими изменениями свойств обрабатываемых материалов и требуют для своего осуществления повышенных значений температуры и давления. При этом свыше 90 % полезного потребления теплоты среднего и низкого потенциала расходуется в промышленности (44 %) и жилищно-коммунальном секторе (48,5 %). Основными энергоносителями, обеспечивающими энергией средне- и низкотемпературные процессы, являются пар и горячая вода.

Многие отрасли народного хозяйства располагают значительным резервом топливных и тепловых ВЭР. В черной металлургии топливные ВЭР образуются благодаря доменному газу; конверторному газу мартеновских печей (при охлаждении без доступа воздуха) и газу ферросплавных печей (феррогазы). Использование этих газов в качестве топлива позволяет экономить топливно-энергетические ресурсы и исключать вредные выбросы токсичного монооксида углерода с металлургических заводов.

Тепловые ВЭР образуются за счет физической теплоты уходящих газов мартеновских печей, доменных воздухонагревателей, различных печей, коксовых батарей, кристаллизаторов установок непрерывной разливки стали, а также за счет физической теплоты шлака доменных и мартеновских печей, кокса, доменного и коксового газа и др.

В настоящее время на предприятиях черной металлургии используется примерно 30 % ВЭР от их количества, определяемого полной утилизацией. Менее 10 % утилизируется в доменном и коксохимическом производстве. Наибольшая по объему утилизация достигнута в производстве мартеновской стали посредством установки котлов-утилизаторов, использующих теплоту газов, отходящих от высокотемпературных печей, теплоту горячих технологических газов, а также посредством использования систем испарительного охлаждения. Такое охлаждение, впервые осуществленное на мартеновских печах, позволило повысить КПД этих печей от 15...20 до 25...35 %, резко сократить расход охлаждающей воды и соответственно уменьшить расход энергии на ее перекачку. Кроме того, водоохлаждаемые элементы в этих условиях вырабатывают пар (0,05... 0,4 МПа и выше), пригодный для теплофикации или использования в паровых турбинах низкого давления.

Тепловые ВЭР цветной металлургии образуются за счет физической теплоты: уходящих газов обжиговых, шахтных, отражательных, рудно-термических, анодных и других печей, конвертеров, агрегатов для кислородно-взвешенной плавки, шлаковозгоночных установок, охлаждения и пр. Годовой выход тепловых ВЭР, пригодных к утилизации, в цветной металлургии составляет 74,1 млн ГДж.

Наибольшее количество тепловых ВЭР образуется при производстве меди, свинца, цинка, никеля, олова, алюминия, а также при переработке вторичных цветных металлов. Для их использования применяются котлы-утилизаторы различного типа, воздухонагреватели, установки испарительного охлаждения металлургических агрегатов и другие утилизационные установки. Возможно использование физической теплоты расплавленных шлаков.

Топливными ВЭР химической промышленности являются отбросные газы конвертеров (оксид-углеродная фракция); абгаз синтеза ацетилена; печной газ фосфатного производства и производства карбида кальция; хвостовой газ при получении оксида этилена и др.

Тепловые ВЭР – физическая теплота уходящих газов ферритных, пиролизных, рудно-термических, дивинильных, кальцинационных содовых печей, печей обжига известняка, плавильных котлов каустика, радиационно-конвективных подогревателей кислорода и метана, продуктовых потоков колонн синтеза (аммиака, метанола, карбамида), конвертеров природного газа и CO, хвостовых газов в производстве азотной кислоты, контактных аппаратов серной кислоты и др. Кроме того, тепловыми ВЭР являются охлаждающая вода, конденсат, дистиллерная жидкость, пар вторичного вскипания, феррит, шлак рудотермических печей.

Изменение технологических схем и процессов в химической промышленности по совершенствованию технологических процессов в направлении укрупнения единичной мощности агрегатов, разработки и внедрения в производство технологических схем с максимальным и многократным использованием энергоресурсов внутри технологических процессов или агрегатов приводит к сокращению потребления энергии со стороны и уменьшает относительный выход ВЭР.

Топливные ВЭР в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности – это горючие газы сажевого производства, абгаз в производствах мономеров для синтетических каучуков и других соединений, метановодородная фракция в производстве этилена, различные виды горючих отходов, получаемых в процессе переработки углеводородного сырья. Тепловые ВЭР – это физическая теплота уходящих газов, а также охлаждающей воды, отработанного пара, пара вторичного вскипания; фузельной воды в производстве синтетического каучука.

Основными источниками ВЭР являются процессы переработки нефти, производство синтетических каучуков и синтетических спиртов, а также сажи. Вторичные энергетические ресурсы, например, предприятий по получению синтетического каучука и спирта составляют 35...40 % их общего потребления энергии. Большая часть ВЭР этих предприятий может быть утилизирована в отопительно-вентиляционных системах для горячего водоснабжения и производства холода. На современных заводах синтетического каучука за счет утилизации тепловых ВЭР покрывается до 25 % общей потребности в теплоте. На нефтеперерабатывающих заводах в основном используется теплота уходящих газов технологических печей, регенерации катализатора на установках каталитического крекинга, при сжигании сероводорода в процессе получения серы и серной кислоты.

Большой экономический эффект может быть получен также за счет максимального вовлечения в топливный баланс таких видов ВЭР, как метановодородной фракции, получаемой в процессе производства этилена, низкокалорийных отходящих газов производства технического углерода, генераторного газа, получаемого при разложении сланца, в процессе пиролиза и коксования смол, а также максимального использования отработавшего пара, пара вторичного вскипания и теплоты конденсата.

Тепловые ВЭР в газовой промышленности образуются за счет физической теплоты уходящих газов компрессорных станций, трубчатых печей газопереработки и теплоты охлаждения продуктовых потоков газопереработки.

Современные ГТУ, применяемые для привода компрессоров, поддерживающих давление перекачиваемого по магистральным газопроводам природного газа, имеют КПД 26...28 %. Температура уходящих газов ГТУ составляет обычно 600...700 К, а в безрегенераторных 800 К. Потери теплоты с уходящими газами достигают 70 %. Широкое использование ВЭР сдерживается отсутствием энергоемких потребителей. В настоящее время теплота уходящих газов ГТУ утилизируется в основном для теплоснабжения самих компрессорных станций, прилегающих к ним жилых поселков и небольших тепличных хозяйств. Суммарные объемы утилизируемых ресурсов на эти цели не превышают 15 % располагаемых ресурсов.

При охлаждении уходящих газов до температуры ниже точки росы и конденсации водяного пара, образующегося при сжигании газа, коэффициент использования природного газа можно довести до 95 % по отношению к высшей теплоте сгорания газа. Располагаемую теплоту уходящих газов можно утилизировать путем непосредственного контакта их с нагреваемой средой без промежуточных теплоносителей и затрат металла на создание поверхностей нагрева (контактные экономайзеры). С помощью контактных экономайзеров можно охлаждать продукты сгорания природного газа ниже их точки росы, равной примерно 330 К. При этом конденсируется водяной пар, содержащийся в продуктах сгорания в количестве 2 $м^3$ на 1 $м^3$ природного газа.

Располагаемую теплоту уходящих газов можно применять в сушильных и других низкотемпературных установках, для подогрева нефти на нефтепроводах, проложенных вблизи компрессорных станций.

Предприятия тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения располагают ВЭР в виде физической теплоты уходящих газов мартеновских, нагревательных и термических печей, вагранок, теплоты испарительного охлаждения мартеновских печей и теплоты отработанного пара прессов и молотов.

Тепловые ВЭР в промышленности строительных материалов – это физическая теплота уходящих газов туннельных, шахтных, вращающихся, ванных и других печей, а также вагранок, охлаждения печей, конденсата и отработавшего пара. Тепловыми ВЭР располагают предприятия и других отраслей промышленности.

Одной из важнейших задач совершенствования технологических процессов в любой отрасли народного хозяйства является по возможности полное выявление резервов ВЭР и экономически, а также экологически обоснованное их использование для целей производства и удовлетворения нужд бытового потребления.

## Утилизационные установки

Наиболее распространенными в различных отраслях народного хозяйства утилизационными установками являются **котлы-утилизаторы**, использующие высокопотенциальные дымовые газы промышленных печей и технологические газы химического производства, а также водяные экономайзеры для нагрева питательной воды котлов и воздухоподогреватели для нагрева дутьевого воздуха, использующие дымовые газы среднего потенциала с температурой 523...773 К. Утилизация ВЭР осуществляется в сушильных установках, абсорбционных и пароэжекторных холодильных машинах и других установках.

Котлы-утилизаторы обеспечивают большую экономию топлива путем генерирования энергетического или технологического пара, а также нагрева воды за счет использования вторичной теплоты.

Котел-утилизатор *4* простейшей утилизационной установки с принудительной циркуляцией (рис. 13.14), используемый в производстве серной кислоты, снабжен барабаном-сепаратором *5*, куда поступает пароводяная эмульсия из охлаждаемых трубок *6*. Пар из барабана-сепаратора *5* направляется в пароперегреватель *3* и оттуда при 703...723 К передается потребителям. Горячая вода, отделенная в сепараторе, вновь направляется циркуляционным насосом *7* в охлаждаемые элементы *8* и кипятильные трубки *6*. Поступающая в барабан-сепаратор *5* вода предварительно очищается, нагревается и деаэрируется.

На рис. 13.15 приведены схемы утилизации теплоты реакции синтеза аммиака с помощью котлов-утилизаторов *2*. Использование теплоты реакции позволяет получать пар в количестве 0,8... 0,9 т/т аммиака. Перевод колонн синтеза *1* на работу с использованием теплоты реакции существенно улучшает технико-экономические показатели агрегатов синтеза.

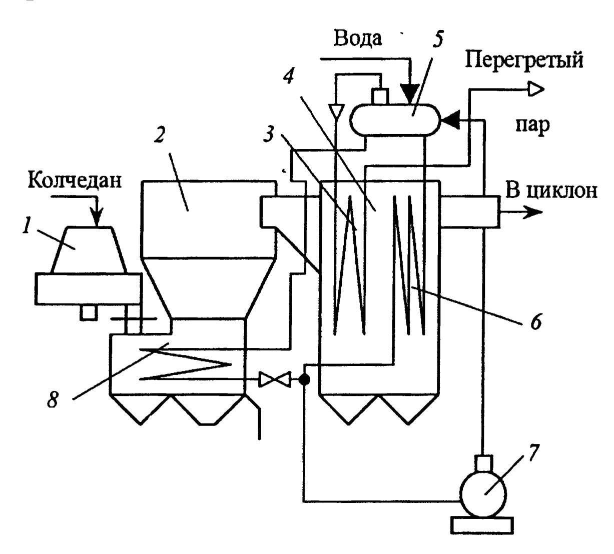



**Рис. 13.14.** Схема установки котла-утилизатора:
*1* – бункер-питатель; *2* – печь кипящего слоя; *3* – пароперегреватель; *4* – котел-утилизатор; *5* – барабан-сепаратор; *6*, *8* – охлаждающие элементы; *7* – циркуляционный насос

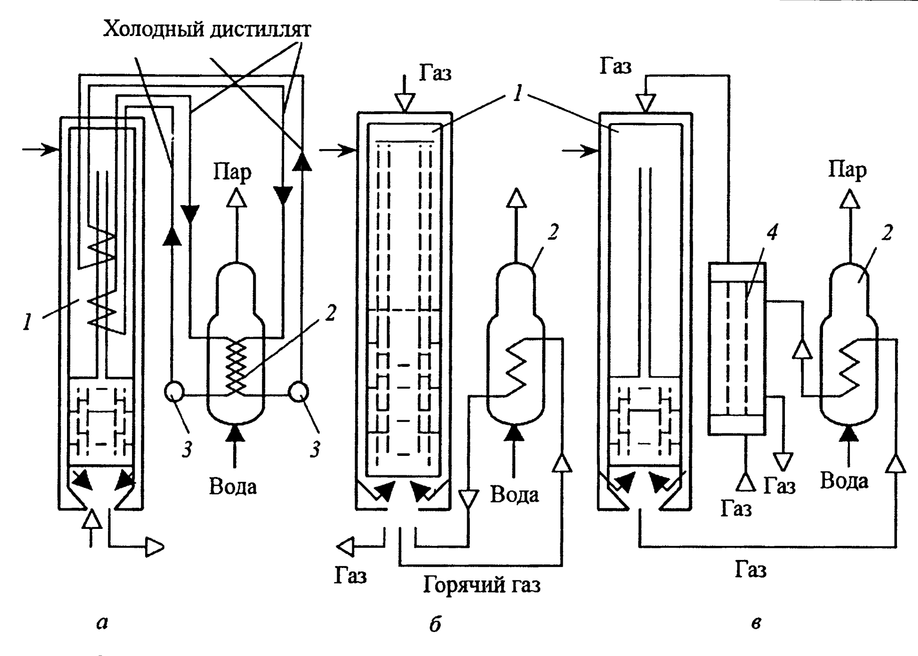



**Рис. 13.15.** Схема утилизации теплоты реакции синтеза аммиака:
*а* – двухконтурная схема; *б*, *в* – варианты одноконтурной схемы; *1* – колонны синтеза; *2* – котлы-утилизаторы; *3* – циркуляционные насосы; *4* – выносной теплообменник

Для нагрева воды на нужды технологического и бытового горячего водоснабжения, приготовления питательной воды котлов, а также для воздушного и низкотемпературного водяного отопления и кондиционирования применяются контактные экономайзеры.

Установки сухого тушения кокса применяются для охлаждения раскаленного кокса инертными газами, которые нагреваются при этом до 1073 К и используются для выработки пара в котлах-утилизаторах.

В газовых утилизационных бескомпрессорных турбинах используют избыточное давление отходящих газов для производства электроэнергии или для привода компрессоров. Большой интерес представляет также применение систем, вырабатывающих за счет использования горючих ВЭР электроэнергию, пар и сжатый воздух (рис. 13.16).

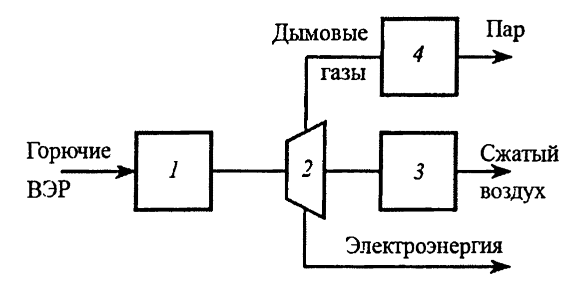



**Рис. 13.16.** Система утилизации горючих ВЭР с включением газовой турбины:
*1* – топочная камера; *2* – газовая турбина; *3* – воздушный компрессор; *4* – парогенератор

Первостепенное значение приобретают такие прогрессивные рекуператоры и трансформаторы ВЭР, как теплонасосные установки, технологические ГТУ, струйные аппараты, каталитические теплогенераторы, абсорбционные трансформаторы теплоты, рекуператоры с тепловыми трубами.

## Использование низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов для производства холода

Перспективным является использование ВЭР в абсорбционных холодильных машинах для производства искусственного холода, широко применяемого в химической, пищевой, нефтехимической технологии, в других отраслях народного хозяйства и для кондиционирования. Использование ВЭР отбросных источников теплоты (отходящие газы печных и котельных установок, вторичный пар и др.) значительно снижает стоимость получения холода.

Действие абсорбционных холодильных машин основано на поглощении (абсорбции) паров хладагента каким-либо абсорбентом (при давлении испарения) и последующем его выделении (при давлении конденсации) путем нагревания (рис. 13.17). В качестве хладагента применяется водоаммиачный раствор или раствор бромистого лития в воде. Концентрированный водоаммиачный раствор, содержащий около 50 % (массовое содержание) аммиака, поступает в генератор *1*, работающий при повышенном давлении *p*. Образующиеся пары аммиака проходят через ректификационную колонну *2* и дефлегматор *3*, покидая их с концентрацией аммиака 99,5...99,8 %. В дефлегматоре происходит частичная конденсация паров. Затем пары конденсируются за счет водяного охлаждения в конденсаторе *4*,

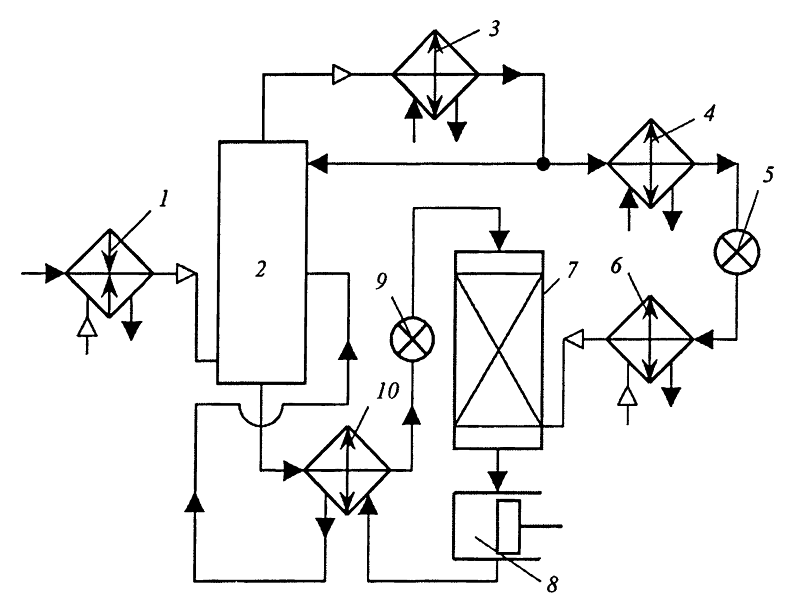



**Рис. 13.17.** Абсорбционная холодильная машина:
*1* – генератор; *2* – ректификационная колонна; *3* – дефлегматор; *4* – конденсатор; *5*,*9* – дроссельные вентили; *6* – испаритель; *7* – абсорбер; *8* – насос; *10* – теплообменник

жидкий аммиак после дросселирования поступает в испаритель *6*, где, испаряясь, отнимает теплоту от охлаждаемой среды. Холодопроводимость машины определяется количеством отнимаемой теплоты.

Пары аммиака направляются из испарителя в абсорбер *7*, где они поглощаются орошающим абсорбер слабым (примерно 19,5 %) водоаммиачным раствором, который поступает из генератора *1*. Из абсорбера водоаммиачный раствор с концентрацией аммиака около 32 % возвращается в генератор через теплообменник *10*, в котором водоаммиачный раствор нагревается, охлаждая горячий поток раствора.

Холодильный коэффициент $\varepsilon_х$ абсорбционной холодильной машины представляет собой отношение холодопроизводительности $Q_0$ к теплоте $Q_к$, сообщенной водоаммиачному раствору в кипятильнике, $\varepsilon_х = Q_0 / Q_к$.

Абсорбционная водоаммиачная холодильная установка (рис. 13.18) предназначена для охлаждения азотно-водородоаммиачной смеси в установке синтеза аммиака и азотно-водородной смеси в компрессии.

Слабый раствор из нижней части гѐнератора-ректификатора *1* подается через теплообменник *15* на орошение в абсорбер *5*. Пары аммиака с некоторой приме-

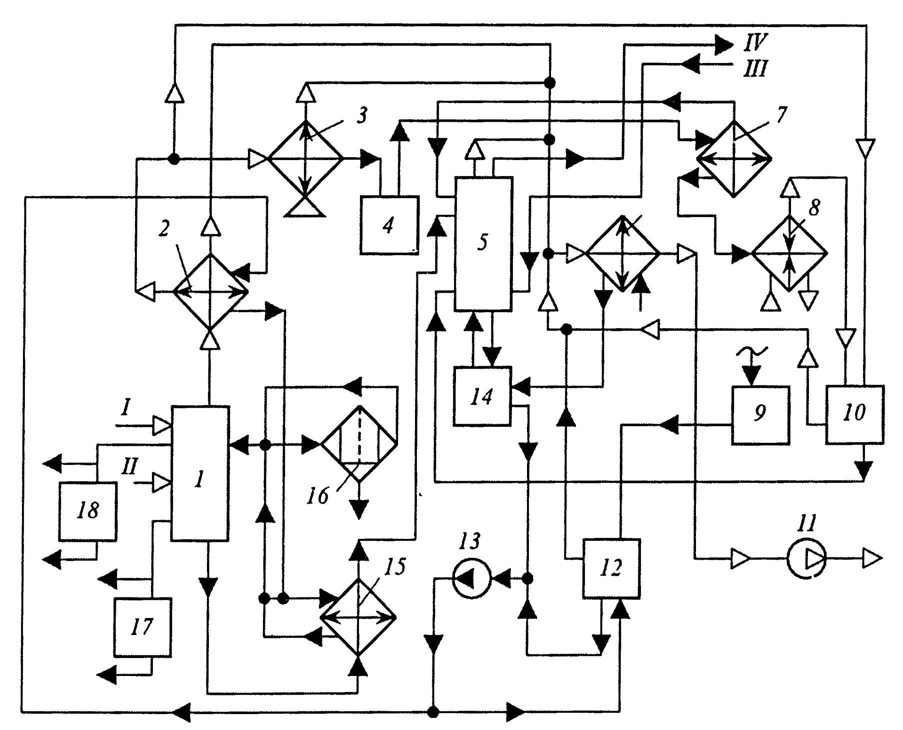



**Рис. 13.18.** Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки:
*1* – генератор-ректификатор; *2* – дефлегматор; *3* – конденсатор воздушного охлаждения; *4* – ресивер жидкого аммиака; *5* – абсорбер; *6* – воздухоохладитель; *7* – переохладитель жидкого аммиака; *8* – испаритель; *9* – сборник водяного конденсата; *10* – ресивер для флегмы; *11* – вакуум-насос; *12* – дренажный ресивер; *13* – насос водоаммиачного раствора; *14* – ресивер крепкого раствора; *15* – теплообменник; *16* – фильтры водоаммиачного раствора; *17* – влагоотделитель; *18* – сепаратор; *I* – парогазовая смесь; *II* – конвертированная паровая смесь; *III* и *IV* – прямая и обратная охлаждающая вода

сью водяных паров проходят через ректификационную часть генератора-ректификатора *1* и окончательно разделяются в дефлегматоре *2*. Пары аммиака поступают в конденсатор *3* воздушного охлаждения, откуда сконцентрировавшийся аммиак стекает в ресивер *4* жидкого аммиака. Жидкий аммиак поступает затем в трубное пространство переохладителя *7* и подается в испаритель *8*, где он кипит, охлаждая азотно-водородоаммиачную смесь (или азотно-водородную смесь), и в парообразном состоянии проходит переохладитель *10*, затем поступает в элементный абсорбер *5*, где поглощается слабым водоаммиачным раствором.

Образовавшийся крепкий водоаммиачный раствор стекает в ресивер *14* и насосом *11* подается в дефлегматор *2*.

Применение метода абсорбции для получения искусственного холода в агрегате аммиака позволяет более гибко осуществлять технологический режим всего агрегата. Абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины широко используются для получения хладоносителя с температурой 278...288 К. Хладагентом в этих машинах является вода, а абсорбентом – концентрированный раствор бромистого лития.

## Основные направления повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в народном хозяйстве

К числу основных направлений повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов относятся:

– проведение активной энергосберегающей политики на базе ускоренного научно-технического прогресса во всех звеньях народного хозяйства и в быту, всемерная экономия топлива и энергии, обеспечение на этой основе значительного снижения удельной энергоемкости национального дохода;

– ускорение технического прогресса в отраслях топливно-энергетического комплекса, а также в машиностроительных и других смежных отраслях промышленности, поставляющих этому комплексу оборудование, машины и материалы;

– обеспечение опережающих темпов роста производства электроэнергии по сравнению с темпами роста добычи и производства первичных энергетических ресурсов;

– сокращение всех видов энергетических потерь и повышение уровня использования вторичных ресурсов;

– обеспечение роста ресурсов моторного топлива прежде всего в результате увеличения объема и глубины переработки нефти при одновременном существенном сокращении расхода мазута электростанциями, а также путем широкого использования в качестве моторного топлива сжатого и сжиженного природного газа и организации по мере решения научно-технических проблем производства синтетического моторного топлива из газа, угля и горючих сланцев;

– форсированное развитие ядерной энергетики для производства электрической и тепловой энергии и высвобождение на этой основе значительного количества органического топлива, строительство в качестве маневренных мощностей гидроаккумулирующих электростанций в европейской части страны;

– создание технической и материальной базы для широкого использования реакторов на быстрых нейтронах, вторичного ядерного горючего, тория и его соединений, энергии термоядерного синтеза, а также нетрадиционных возобновляемых источников энергии, в том числе солнечной, геотермальной, приливной, ветровой энергии и биомассы;

– модернизация действующего и замена устаревшего энергетического и энергоиспользующего оборудования; оптимизация режимов работы энергетических и технологических установок в целях значительного снижения удельных расходов топлива, теплоты и электрической энергии.

Использование ВЭР предполагает обязательное включение утилизационных установок в процессы с технологическими агрегатами, дающими ВЭР. Совершенствуются и создаются новые типы конструкций утилизационного оборудования и методов его очистки от пыли. К числу последних относятся установки, вырабатывающие пар повышенных параметров для круглогодичного использования ВЭР на промышленных предприятиях, для утилизации физической теплоты доменных шлаков и шлаков печей цветной металлургии. Разрабатываются эффективные конструкции установок, предназначенных для работы на запыленных и агрессивных газах цветной металлургии, термического обезвреживания технологических отходов, аккумуляции конвертерных газов в черной металлургии для использования в качестве топлива, а также теплоиспользующие холодильные установки для получения искусственного холода и др.

Дальнейшее развитие топливно-энергетического комплекса, совершенствование энергетического баланса, повышение производительности труда при производстве энергетических ресурсов на основе внедрения новейших достижений науки и техники, рациональное использование и экономное расходование топлива и энергии – важнейшие народнохозяйственные задачи.

## 13.3. Теплоэнергетика и охрана окружающей среды

***Охрана окружающей среды*** – это комплексная система мероприятий, направленных на сохранение, рациональное использование и воспроизводство природных ресурсов, в том числе на сбережение видового многообразия (генофонда) флоры и фауны Земли, ее недр, водных ресурсов, атмосферного воздуха и, следовательно, на сохранение естественной среды обитания человеческого общества.

Среди наиболее актуальных проблем современной экологии особое место занимают загрязнение атмосферы, гидросферы и литосферы, сохранение озонового слоя, изменение глобального климата, закисление природных сред вследствие распространения антропогенных оксидов серы и азота, выпадение кислотных дождей, радиоактивные загрязнения.

Прогрессирующее ухудшение состояния окружающей среды в значительной мере происходит под воздействием огромного количества выбросов вредных веществ энергетическими объектами, транспортом, промышленными и сельскохозяйственными предприятиями. При этом на долю энергетики приходится более 40 % общих выбросов пыли, 70 % оксидов серы и более 50 % оксидов азота ($NO_x$). Ежегодно из недр Земли извлекается более 100 млрд т различных пород и топлива, выбрасываются в атмосферу сотни миллионов тонн оксидов углерода и азота, диоксидов углерода и серы, более 400 млн т твердых частиц золы, сажи и пыли;

сбрасывается в гидросферу около 600 млрд т промышленных и бытовых стоков, до 10 млн т нефти и нефтепродуктов; на разбавление сточных вод расходуется 40 % объема мировых ресурсов устойчивого речного стока; вносится в почву около 100 млн т минеральных удобрений. В биосферу поступает до 50 % извлеченных из недр металлов, 30 % химического сырья, 67 % теплоты, вырабатываемой электростанциями. Ежегодно создаются сотни тысяч тонн не встречавшихся ранее в биосфере химических соединений, многие из которых не поддаются биологическому и физическому разрушению.

В составе 59 млн т выброшенных в атмосферу в 1989 г. в СССР вредных веществ имелось 14 млн т твердых веществ и 45 млн т газообразных и жидких веществ, в том числе 17 млн т сернистого ангидрида, 5 млн т оксидов азота и 14 млн т монооксида углерода. В том же году сброс загрязненных сточных вод в водоемы (без учета коллекторно-дренажных вод) составил 32,6 км$^3$. В составе сточных вод сброшено: 74 тыс. т нефтепродуктов, 2236 тыс. т взвешенных веществ, 20953 тыс. т сульфатов, 19184 тыс. т хлоридов, 66 тыс. т фосфора, 0,9 тыс. т фенолов и большое количество других вредных веществ.

По данным Госкомстата России в табл. 13.1 и 13.2 приведены динамика сброса основных загрязняющих веществ в водоемы России и выбросы наиболее опасных вредных веществ в атмосферный воздух в тыс. т/год.

*Таблица 13.1*

| Загрязняющие вещества | Сброс в водоемы России загрязняющих веществ, тыс. т/г. | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 1992 г. | 1993 г. | 1994 г. | 1995 г. | 1996 г. |
| Нефтепродукт | 39,4 | 19,7 | 14,4 | 11,8 | 9,3 |
| Взвешенные вещества | 1090 | 883 | 895 | 701 | 619 |
| Фосфор общий | 60 | 55 | 44,8 | 38,1 | 32,4 |
| Фенол | 0,22 | 0,13 | 0,1 | 0,09 | 0,08 |
| ПАВ | 8,9 | 6,5 | 4,9 | 4,2 | 4,0 |
| Соединения: | | | | | |
| меди | 0,9 | 0,8 | 0,3 | 0,6 | 0,2 |
| железа | 51,2 | 48,7 | 40,9 | 27,7 | 19,7 |
| цинка | 1,6 | 1,2 | 1,1 | 0,9 | 0,8 |

Интенсивное развитие атомной энергетики, продолжающиеся испытания термоядерного оружия, широкое использование радиоактивных веществ в промышленности, медицине и других сферах человеческой деятельности вызывают загрязнение окружающей среды радионуклидами. С особой остротой эта проблема проявилась в связи с аварией на Чернобыльской АЭС.

В настоящее время фактически происходят значительные спонтанные изменения в атмосфере, почве, воде, растительном и животном мире, а также во взаимосвязях между ними. Загрязнение биосферы разрушительно действует на ход биогеоценотического и генетического процессов даже вдали от очагов непосредственного загрязнения. Масштабы загрязнения биосферы столь велики, что естественные процессы метаболизма и разбавляющая способность атмосферы и гидро-

*Таблица 13.2*

| Класс опасности | Вещество | Выбросы вредных веществ в атмосферу, тыс. т/г. | | |
|---|---|---|---|---|
| | | 1991 г. | 1992 г. | 1993 г. |
| I – чрезвычайно опасные вещества | Пентоксид ванадия | 6,4 | 5,7 | 8,2 |
| | Свинец | 1,5 | 1,4 | 1,1 |
| | Хром | 0,46 | 0,40 | 0,32 |
| | Бенз(а)пирен | 0,00016 | 0,00009 | 0,00011 |
| | Ртуть | 0,008 | 0,006 | 0,008 |
| | Кадмий | 0,01 | 0,005 | 0,006 |
| II – высокоопасные вещества | Сероводород | 29,9 | 24,5 | 19,5 |
| | Сероуглерод | 27,3 | 17,1 | 23,1 |
| | Серная кислота | 41,8 | 38,1 | 33,8 |
| | Бензол | 24,2 | 17,9 | 16,4 |
| | Фтористые соединения | 16,0 | 12,4 | 13,7 |
| | Дихлорэтан | 10,8 | 13,8 | 4,3 |
| | Фенол | 4,5 | 7,5 | 3,0 |
| | Медь | 7,5 | 7,0 | 6,0 |
| | Хлористый водород | 5,0 | 4,0 | 3,0 |
| | Формальдегид | 4,8 | 4,0 | 3,7 |
| | Метилмеркаптан | 3,4 | 2,2 | 1,5 |
| | Марганец | 2,0 | 2,0 | 1,4 |
| | Никель | 5,0 | 4,3 | 3,8 |
| | Азотная кислота | 1,6 | 1,0 | 0,9 |
| | Мышьяк | 1,4 | 1,0 | 1,0 |
| | Хлор | 1,9 | 1,6 | 1,4 |
| | Акролеин | 0,8 | 0,7 | 0,6 |
| | Трикрезол | 0,3 | 0,07 | 0,07 |

сферы в ряде районов мира не в состоянии нейтрализовать вредное влияние хозяйственной деятельности человека. Вследствие загрязнения биосферы нарушаются сложившиеся в ходе длительной эволюции природные системы и связи в биосфере, подавляется способность природных комплексов к саморегуляции. Экологические нарушения проявляются в сокращении численности и видового разнообразия ра-

стений и животных, в снижении продуктивности рек, озер и морей, лесов и сельскохозяйственных угодий, деградации экосистем.

Значительное поступление вредных веществ в атмосферу и гидросферу связано с отсутствием или с неэффективной работой очистных сооружений, прежде всего, из-за превышения нагрузок по газу или жидкости и износа соответствующего оборудования.

Промышленные загрязнения биосферы подразделяют на две основные группы: материальные (т. е. вещества, включающие механические, химические и биологические загрязнения) и энергетические (физические) загрязнения.

К механическим загрязнениям относятся аэрозоли, твердые тела и частицы в воде и почве (металлическая пыль, стружка, опилки, шлаки, шламы, золы, выброшенные бракованные или изношенные детали и узлы различных машин и механизмов).

Химические загрязнения – это разнообразные газовые, жидкие и твердые химические соединения, вступающие во взаимодействие с биосферой: кислоты, щелочи, соли различных металлов, эмульсии, смазочно-охлаждающие жидкости, оксиды азота и серы), ядовитые вещества (пестициды, гербициды, детергенты, минеральные удобрения), выносимые стоками животноводческих, птицеводческих и других комплексов с сельскохозяйственных угодий.

Биологические загрязнения – микроорганизмы и продукты их жизнедеятельности – это качественно новый вид загрязнений, возникший в результате применения процессов микробиологического синтеза различных видов микроорганизмов (дрожжевых, актиномицетов, плесневых грибов, бактерий и др.).

К энергетическим загрязнениям относятся все виды энергии – тепловая, механическая (вибрации, шум, ультразвук), световая (видимое, ИК- и УФ-излучения), электромагнитные поля, ионизирующие излучения – бета-, гамма-, рентгеновское и нейтронное – как отходы разнообразных производств. Некоторые виды загрязнений, например радиоактивные отходы и выбросы, образующиеся при испытаниях термоядерного оружия и авариях на атомных электростанциях и предприятиях, одновременно являются материальными и энергетическими.

Основным источником тепловых загрязнений биосферы является так называемая сбросная теплота, образующаяся во многих технологических процессах энергетики, черной и цветной металлургии, химических производств. Самый крупный ее источник (свыше 80 % всей «сбросной теплоты») – это тепловые и атомные электростанции, на которых производится около 96 % потребляемой в мире энергии.

Основная часть «сбросной теплоты» отводится в реки, пруды, озера и моря. Повышение температуры воздействует на все химические и физические свойства воды и существенно влияет на водную флору и фауну, вызывая разнообразные негативные последствия в их жизнедеятельности.

Источники загрязнения биосферы подразделяют на сосредоточенные (точечные) и рассредоточенные, а также непрерывного и периодического действия. Загрязнения подразделяют на стойкие (неразрушаемые) и разрушаемые под действием природных химико-биологических воздействий.

Одним из самых мощных источников нарушения экологического равновесия является тепловая энергетика: ТЭС выбрасывают в атмосферу большое количество дымовых газов и в гидросферу – тепловые и загрязненные сточные воды.

На различные нужды ТЭС затрачивается огромное количество воды, которое еще увеличивается за счет систем золоулавливания, десульфуризации и денитрификации. Тепловая электростанция мощностью 1000 МВт потребляет для охлаждения агрегатов до 1,3 млн $м^3$ воды в год, а атомные электростанции такой же мощности для охлаждения вторичных контуров потребляют более 2,5 млн $м^3$ воды в год. Наиболее водоемкими являются также производства химического и металлургического комплексов. Для производства 1 т меди требуется 5000 т воды, 1 т каучука – 1500 т воды, 1 т капрона – 5600 т, 1 т бумаги – 1000 т, 1 т синтетического волокна – 250 т, 1 т стали – 300 т воды.

Выбросы оксидов азота ($NO_x$), диоксида серы, золы и углеводородов, содержащихся в большом количестве в дымовых газах, представляют наибольшую угрозу окружающей среде. Все эти выбросы возвращаются из атмосферы на землю с кислотными дождями. Из-за ежегодных выбросов в атмосферу до 6 млрд т углекислого газа, образующегося от сжигания угля, нефти и природного газа, постоянно растет его концентрация в атмосфере, что усиливает парниковый эффект и повышает температуру планеты.

До недавнего времени развитие тепловой электроэнергетики в мире шло по экологически экстенсивному пути, т. е. по пути максимального рассеяния вредных выбросов дымовых газов в окружающую среду с помощью высоких дымовых труб и по пути разбавления сточных вод чистой водой.

Количество выбросов вредных веществ и степень воздействия ТЭС на окружающую среду во многом зависят от вида и качества сжигаемого топлива. Так, ТЭС, работающие на угле, выбрасывают ежегодно в биосферу 90 млн т оксидов серы, 30 млн т оксидов азота и 30 млн т твердых частиц, что составляет соответственно 80, 32 и 54 % их общих выбросов в атмосферу, связанных с использованием органических топлив.

Кроме того, от сжигания углей ежегодно в биосферу попадают до 60 тыс. т свинца, 50 тыс. т никеля, 30 тыс. т мышьяка, а также 300 т ртути и 60 т кадмия, содержащихся в зольных частицах.

Разнообразные микроэлементы, сорбированные в углях, при их сгорании в топочных камерах превращаются в высокодисперсные токсичные оксиды. Например, циркония в дымовых газах угольных электростанций содержится в 140 раз больше его ежегодной добычи. Сорбция углем содержащихся в угольных пластах радиоактивных элементов приводит к тому, что работающая на угле ТЭС загрязняет окружающую среду радионуклидами.

ТЭС, работающие на природном газе, загрязняют атмосферу диоксидом серы, образующимся из сероводорода и меркаптана, которые содержатся в природном газе, и оксидами азота – продуктами высокотемпературного окисления азота воздуха.

ТЭС, работающие на мазуте, выбрасывают в атмосферу помимо диоксида серы (из нефтяных меркаптанов и сульфидов) и оксидов азота, оксиды тяжелых металлов, и, в первую очередь, никеля и ванадия.

В технологических процессах ТЭС образуются сточные воды двух типов: химически загрязненные и имеющие высокую температуру (теплые). Установки производительностью 2000 $м^3$/ч сбрасывают 1,5...2,0 т/ч или 12...14 тыс. т/г. различных солей.

Сточные воды содержат щелочи, кислоты, известь, коагулянты, нефтепродукты, масла, шлам, дисперсные вещества, органические соединения, соединения железа, алюминия и другие, мышьяк, германий, фтор, ванадий и другие особо опасные вещества. В оборотной воде и в воде после очистки поверхностей нагрева от шлака и золы содержание токсичных веществ достигает 2...8 г/л. Так, сточные воды ГРЭС образуются в системах охлаждения, гидрозолошлакоудаления, от обмывки поверхностей нагрева агрегатов, работающих на мазуте, от химической промывки оборудования, водоподготовок и конденсатоочисток аппаратов, работающих с использованием нефтепродуктов; их источниками служат ливневые стоки с территорий ГРЭС, инфильтрационные воды золоотвалов, а также ливневые стоки с прилегающих водосборных территорий. Сточные воды системы охлаждения турбин, газо-, воздухо- и маслоохладителей не загрязняются химическими соединениями, но имеют высокую температуру.

Промывочные воды загрязняются серной кислотой, железом, никелем, ванадием и медью. Сточные воды от химической промывки оборудования содержат минеральные кислоты, гидразин, фталиевый ангидрид, декарбоновые кислоты и другие соединения.

При контакте с маслосистемами турбин, генераторов, возбудителей питательных насосов, мельниц, маслоочистительных установок, сальниками и другими агрегатами ГРЭС сточные воды загрязняются нефтепродуктами.

Ливниевые стоки с территорий ГРЭС и прилегающего водосбора кроме золы, угольной пыли и других взвешенных веществ и нефтепродуктов содержат бенз(а)-пирен, никель, марганец, мышьяк и другие элементы и соединения.

Кроме того, крупные градирни в системе охлаждения конденсаторов ТЭС увлажняют микроклимат в ее районе, способствуют образованию низкой облачности, туманов, снижению солнечной освещенности, вызывают моросящие дожди, иней и гололед.

На системы ликвидации вредных газообразных, жидких и твердых выбросов современных ТЭС приходится до 40 % капитальных затрат и до 35 % эксплуатационных расходов.

Второе место после энергетики по загрязнению атмосферы занимает металлургия. Предприятия черной и цветной металлургии выбрасывают в воздух большие количества диоксида серы, монооксида углерода и пылевидных оксидов. Главными источниками этих выбросов являются доменный и мартеновский процессы, а также обжиг сульфидных руд металлов.

Значительный вклад в загрязнение атмосферы вносит автомобильный транспорт. Из-за неполного сгорания бензина в карбюраторных двигателях внутреннего сгорания автомобили выбрасывают в воздух большое количество монооксида углерода и полициклических ароматических углеводородов, а также галогенидов свинца (при использовании этилированного бензина). Дизельные грузовые машины и автобусы добавляют в атмосферу сажевый аэрозоль, частицы которого адсорбируют полициклические углеводороды, что повышает токсичность загрязнений.

Негативные последствия загрязнения атмосферы вредными веществами можно уменьшить с помощью газопылеулавливающих установок и сооружений, путем ликвидации источников загрязнения, внедрения малоотходных технологических процессов, утилизации вредных веществ из отходящих газов, использования экологически чистых видов топлива.

Уровень выбросов $NO_x$ можно понизить путем соответствующей организации процесса горения топлива: понижения температуры в топке; уменьшения коэффициента избытка воздуха ниже стехиометрического; сокращения времени пребывания топлива в зоне максимальных температур. Этого можно достичь путем рециркуляции дымовых газов; двух- и многоступенчатым сжиганием топлива; сжиганием в кипящем слое; снижением температуры подогрева воздуха; повышением температуры подогрева топлива; изменением скорости охлаждения продуктов сгорания; вводом в зону горения или в топливо каталитических присадок, в том числе и влаги; предварительной газификацией твердого топлива.

В мировой практике разработан и реализован ряд технологических схем приготовления водоугольных суспензий для сжигания их в котлах тепловых электростанций и котельных. Сжигание угля в виде водоугольных суспензий позволяет практически предотвратить образование летучей золы, на 50...70 % уменьшить образование диоксида серы, в 7...8 раз снизить содержание оксидов азота в продуктах сгорания. При сжигании водоугольных суспензий полнота выгорания возрастает до 99...99,7 % и при этом не образуются монооксид углерода и углеводороды.

Разрабатываются и проходят промышленные испытания установки для совместной очистки дымовых газов от $SO_2$ и $NO_x$ по азотно-аммиачному методу (конечный продукт очистки – соли аммония, которые можно применять в качестве удобрений), каталитическому методу с применением активированного кокса, по методу облучения дымовых газов потоком электронов и др. Определены экологические преимущества применения котлов с псевдоожиженным слоем при добавлении к углю известняка и других катализаторов. Перспективным направлением признано строительство ТЭС с предварительной газификацией угля и применением комбинированного парогазового цикла. Переход на централизованное теплоснабжение и теплофикацию с замещением небольших теплогенераторов крупными установками с современными системами газоочистки во многом должно способствовать реализации соглашения стран Западной Европы о существенном сокращении выбросов диоксида серы.

Принципиальным направлением в деле охраны окружающей среды при производстве электрической и тепловой энергии является комплексное использование топливно-энергетических ресурсов и максимально возможное сокращение абсолютных выбросов вредных веществ в атмосферу и сбросов в водоемы, снижение потребления воды на технологические нужды, значительное уменьшение отводов земли под сооружения ТЭС, особенно под золоотвалы и водохранилища. Это достигается, прежде всего, за счет коренного изменения структуры производства энергии путем вовлечения ядерных источников*, гидроресурсов, нетрадиционных источников энергии, расширения масштабов централизованного теплоснабжения,

---

* Благодаря действующим в США 110 ядерным блокам ежегодно предотвращается выброс в атмосферу 5 млн т оксидов серы и 2 млн т оксидов азота.

внедрения эффективных процессов производства энергии (ПГУ, МГД-генератор и др.), сокращения потерь энергии во всех сферах народного хозяйства, реализаций в широком объеме энергосберегающих мероприятий и, прежде всего, за счет повышения уровня использования вторичных топливно-энергетических ресурсов, создания энерготехнологических установок и комплексов. Новые объекты энергетических комплексов, промышленного и сельскохозяйственного производства должны создаваться только на основании концепции их рационального взаимодействия с биосферой.

Глава 14

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

## 14.1. Гидромашины и принцип их действия

### Основные понятия и определения

***Гидромашиной*** называется устройство, элементы которого совершают движение в целях преобразования механической энергии твердого тела в механическую энергию жидкости или, наоборот, энергии жидкости в механическую энергию твердого тела.

Устройства, в которых подводимая извне энергия преобразуется в энергию жидкости, называются ***насосами***. При прохождении жидкости через насос энергия жидкости увеличивается.

Устройства, в которых энергия жидкости преобразуется в механическую энергию выходного звена машины, называются ***гидродвигателями***. При прохождении жидкости через гидродвигатель энергия жидкости уменьшается.

Величины, которые характеризуют количество преобразуемой энергии, относятся к основным показателям качества работы гидромашины.

Механическая энергия в единицу времени (мощность) твердого тела

$$N_т = \begin{cases} Pv & \text{при поступательном движении;} \\ M\omega & \text{при вращательном движении,} \end{cases} \qquad (14.1)$$

где $P$ и $M$ – сила, Н, и момент, Н · м, приложенные к входному (выходному) звену гидромашины, а $v$, $\omega$ – линейная, м/с, и угловая, $с^{-1}$, скорости его движения.

Механическая энергия в единицу времени (мощность) потока жидкости

$$N_ж = \rho g Q H, \qquad (14.2)$$

где $Q$ – объемный расход, $м^3/с$; $\rho$ –плотность, кг/ $м^3$; $H$ – напор жидкости, м.

Напор – это удельная энергия потока жидкости, отнесенная к единице силы тяжести, Дж/Н = м, которую можно представить суммой

$$H = z + p/\rho g + \alpha v^2/2g, \qquad (14.3)$$

где $z$ – геометрический напор, т. е. расстояние от произвольно выбранной горизонтальной плоскости отсчета до центра рассматриваемого сечения потока, нормального по отношению к вектору скорости; $p/\rho g$ – пьезометрический напор; $p$ – давление в центре рассматриваемого сечения; $\alpha v^2/2g$ – скоростной напор; $v$ и $\alpha$ – соответственно средняя скорость в данном сечении и коэффициент кинетической энергии.

***Напор насоса*** – $H_н$ – это энергия, которую насос сообщает перекачиваемой жидкости, выражается разностью напоров на выходе и входе насоса:

$$H_н = H_{вых} - H_{вх}. \quad (14.4)$$

***Напор гидродвигателя*** – $H_г$ – это энергия, которую двигатель забирает у потока жидкости, выражается разностью напоров на входе и выходе из гидродвигателя:

$$H_г = H_{вх} - H_{вых}. \quad (14.5)$$

КПД – $\eta$ – отношение полезной мощности к подведенной (затраченной) мощности.

$$\eta_н = N_ж / N_т = \rho g Q_н H_н / M\omega \quad \text{для насоса;}$$

$$\eta_г = N_т / N_ж = M\omega / \rho g Q_г H_г \quad \text{для гидродвигателя.}$$

Понятия «напор насоса» и «напор гидродвигателя» используются при расчете гидравлических систем. Уравнение баланса напоров для гидролинии с насосом при установившемся движении жидкости можно представить следующим образом (рис. 14.1, *а*):

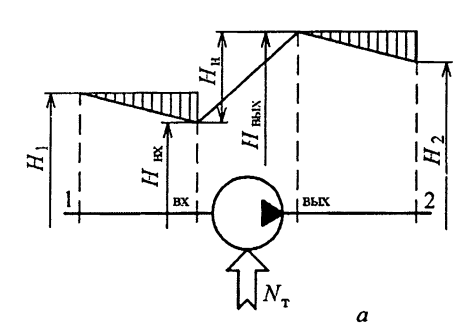
$$H_1 + H_н(Q) = H_2 + \Sigma h_п(Q), \quad (14.6)$$

аналогично для линии с гидродвигателем – (рис. 14.1, *б*):

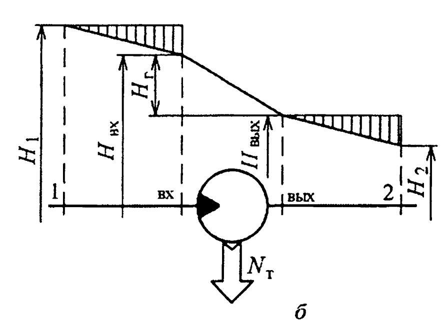
$$H_1 = H_2 + H_г(Q) + \Sigma h_п(Q), \quad (14.7)$$

где $H_1$ и $H_2$ – напоры, определяемые по формуле (14.3) соответственно в 1-м (начальном) и 2-м (конечном) сечениях в направлении движения жидкости; $\Sigma h_п(Q)$ – сумма гидравлических потерь на участках от 1-го сечения до входа в гидромашину и от выхода из нее до 2-го сечения; $H_н(Q)$ и $H_г(Q)$ – соответственно напоры насоса и гидродвигателя, которые в общем случае зависят от $Q$. Эти зависимости, необходимые при расчете гидросистем, представляют собой одну из важнейших характеристик гидромашины, которая называется напорной характеристикой.

Как следует из определения, в гидромашине происходит преобразование энергии, и те ее элементы, которые, непосредственно взаимодействуя с жидкостью, осуществляют это преобразование энергии, получили название рабочие органы гидромашины.



*а*



*б*

**Рис. 14.1.** Графики изменения напоров для гидролинии с насосом (*а*) и с гидродвигателем (*б*)

Силы, возникающие на рабочих органах гидромашины, являются результатом действия распределенных в жидкости так называемых поверхностных сил. Из гидромеханики известно, что в общем случае результирующая сила, которая действует со стороны потока жидкости на ограничивающие его стенки, может быть представлена как сумма гидродинамической и гидростатической составляющих. В свою очередь, причиной возникновения гидродинамической составляющей является либо изменение количества движения, либо действие сил вязкого трения. Силы вязкого трения присутствуют при движении любой жидкости и обусловливают диссипацию ее механической энергии. Однако в первом случае – при изменении количества движения – силы трения играют второстепенную роль, в то время как во втором случае силы вязкого трения являются определяющими. Физическую причину возникновения сил на рабочих органах можно использовать как определяющий признак для классификации гидромашин по принципу действия (рис. 14.2).

Чтобы на рабочем органе гидромашины возникли силы от действия гидростатического давления, необходимо создать на поверхностях рабочего органа перепад давления. Подобный принцип образования силы обусловливает существование в гидромашине некоторых замкнутых, герметично разделенных пространств. Причем в процессе преобразования механической энергии твердого тела и жидкости при перемещении рабочих органов эти пространства изменяют свой объем. Такой принцип работы осуществлен в *объемных* гидромашинах.

Гидродинамические силы возникают на рабочих органах гидромашины в результате обтекания их жидкостью. Например, при обтекании крыловидного профи-

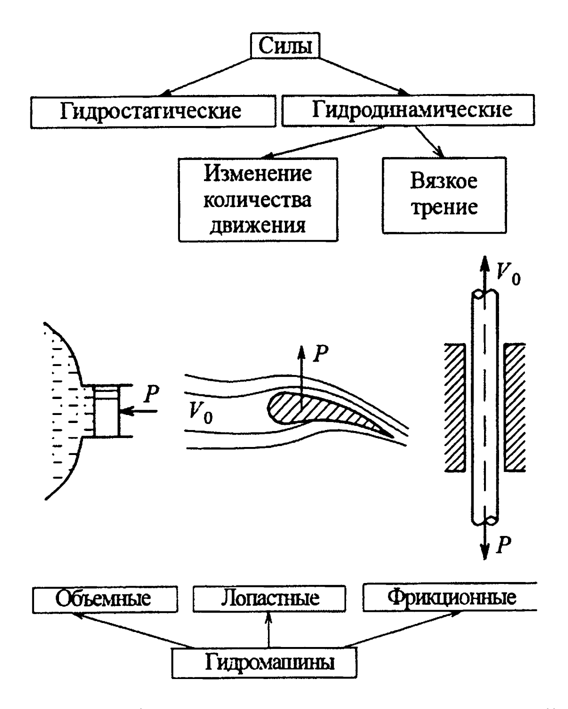



**Рис. 14.2.** Классификация гидромашин по принципу действия

ля потоком жидкости (или воздуха) на его верхней и нижней поверхностях образуется перепад давления, что приводит к возникновению так называемой подъемной силы $P$. Так же возникает сила и на лопастях вращающегося рабочего колеса в гидромашинах, которые получили название *лопастные*.

При движении твердого тела относительно вязкой жидкости между ними возникает силовое взаимодействие. Оно обусловлено касательными напряжениями, которые возникают как между отдельными слоями жидкости, так и на поверхности твердого тела. В результате на твердом теле, которое в данном случае является рабочим органом гидромашины, возникает сила $P$. Такой принцип работы осуществлен в *фрикционных* гидромашинах. Типичный представитель таких машин – дисковый насос трения.

Исходя из общего принципа работы гидромашин указанных типов, можно отметить следующие особенности. У *динамических* гидромашин (лопастных и фрикционных) входная и выходная полости постоянно сообщены между собой, а их разделение осуществляется только на работающей машине из-за силового взаимодействия рабочих органов с жидкостью. У *объемных гидромашин* полости всегда герметично отделены друг от друга. Как следствие: динамические гидромашины используются для перемещения бóльших объемов жидкости при меньших напорах, а объемные, наоборот, – для перемещения меньших объемов жидкости, но при высоких напорах (давлениях). Принципиально у объемных гидромашин расход и напор независимы друг от друга (жесткая характеристика), а у динамических они взаимосвязаны между собой. КПД фрикционных гидромашин меньше, чем у объемных и лопастных, которые и получили наибольшее применение в различных областях техники. Объемные гидромашины имеют лучшие энергетические показатели при работе на вязких (примерно более 1...3 Ст) жидкостях по сравнению с лопастными.

Одним из условий нормальной работы любой гидросистемы является отсутствие кавитации. Под этим термином принято понимать нарушение сплошности внутри жидкости, т. е. образование полостей, заполненных газом, паром или их смесью. Кавитация возникает в результате местного падения давления ниже некоторого критического значения, которое обычно принимается равным давлению насыщенных паров $p_{нп}$ жидкости при данной температуре. Таким образом, условие бескавитационной работы гидросистемы сводится к выполнению следующего неравенства:

$$p_{\min} \geq p_{нп},$$

где $p_{\min}$ – минимальное давление, которое может возникнуть в гидросистеме.

Реальная опасность кавитации возникает в насосах при всасывании ими жидкости, поэтому требуется обязательная проверка выполнения условия бескавитационной работы. Расчет сводится к определению так называемого *кавитационного запаса* $\Delta h$, который должен быть больше допустимого значения $\Delta h_{доп}$:

$$\Delta h \geq \Delta h_{доп}. \qquad (14.8)$$

Под кавитационным запасом принято понимать превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над давлением ее насыщенного пара:

$$\Delta h = (p_{вх} / \rho g) + (\alpha v_{вх} / 2g) - (p_{нп} / \rho g).$$

Величина допустимого кавитационного запаса определяется на основании кавитационных испытаний насоса и зависит как от типа насоса, так и его конструктивных особенностей. Определить $\Delta h$ для реальной насосной установки можно из уравнения Бернулли, записанного (рис. 14.3) для сечения 0–0 по свободной поверхности жидкости в питающей емкости и сечения 1–1 – по входному патрубку насоса:

$$\Delta h = (p_0 / \rho g) - z_{вх} - h_п - (p_{нп} / \rho g). \quad (14.9)$$

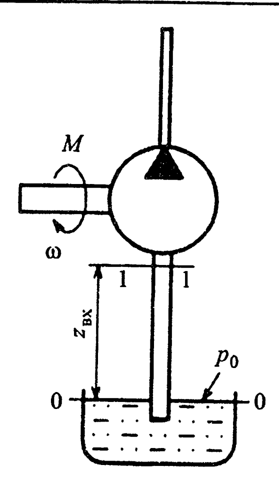



**Рис. 14.3.** К определению кавитационного запаса

Чтобы выполнить условие бескавитационной работы насоса (14.8), можно в соответствии с полученным выражением (14.9) отметить практические рекомендации, которых следует придерживаться при проектировании насосной установки.

Абсолютное давление $p_0$ – если всасывание происходит из открытой емкости, то это давление равно атмосферному, когда этого недостаточно, применяются закрытые емкости, в которых создается повышенное давление, так называемый наддув.

Высота $z_{вх}$, на которой расположен насос, не может превышать определенных значений. Так, при всасывании воды из открытой емкости она не должна превышать ≈10 м. В некоторых случаях насос может находиться ниже уровня свободной поверхности жидкости в питающей емкости, тогда насос работает с подпором.

Гидравлические потери во всасывающей линии – $h_п$, желательно, чтобы их величина была меньше. Для этого диаметр всасывающей трубы, как правило, делают больше диаметра напорной магистрали.

Следует отметить еще одну особенность в работе насосов – условие их запуска. Если насос установлен так, как показано на рис. 14.3, т. е. выше уровня жидкости в открытой емкости, то первоначально всасывающая труба бывает заполнена воздухом. В этом случае, когда включается привод насоса, может оказаться, что насос не создаст на воздухе необходимого разрежения, чтобы поднять жидкость на высоту его расположения, поэтому перед пуском всасывающая труба должна быть заполнена перекачиваемой жидкостью. Технически это можно решить разными способами. Если это обеспечивается самим насосом, то такие насосы называются самовсасывающие. При работе насоса с достаточным подпором указанных проблем с его запуском не возникает.

## Лопастные гидромашины

При рассмотрении классификации гидромашин был указан принцип силового взаимодействия жидкости с лопастью (см. рис. 14.2), в результате которого проис-

ходит преобразование механической энергии между твердым телом и жидкостью. В гидромашине лопасти размещаются на одном вращающемся звене – *рабочем колесе*, образуя так называемую подвижную лопастную решетку. В зависимости от направления движения жидкости на выходе из рабочего колеса лопастные насосы подразделяются на *центробежные*, *диагональные и осевые*, в которых поток направлен соответственно по радиусу, под углом и параллельно оси вращения.

Лопастные гидродвигатели, или турбины, подразделяют на два класса – активные и реактивные. В активной турбине потенциальная энергия жидкости преобразуется в кинетическую в неподвижных сопловых устройствах, вытекая из которых с большой скоростью струя воздействует на лопатки рабочего колеса. Отличительный признак активной турбины – это одинаковые давления на входе и выходе из рабочего колеса и, следовательно, на самом колесе преобразуется только кинетическая энергия. Наиболее распространены ковшовые турбины, в которых лопатки выполнены в виде ковшей.

У реактивных турбин давление перед рабочим колесом больше, чем за ним, следовательно, в таких турбинах как кинетическая, так и потенциальная энергия потока жидкости преобразуется в механическую. Жидкость в реактивных турбинах целиком заполняет пространство между лопастями рабочего колеса и не имеет свободной поверхности. К реактивным относятся радиально-осевые и осевые (пропеллерные) турбины.

На рис. 14.4 приведена схема консольного центробежного насоса, который является типичным представителем лопастных гидромашин. Проточная часть лопастного насоса состоит из трех основных элементов – подвода *1*, рабочего колеса *2* и отвода *3* жидкости.

Назначение подвода – подать жидкость в рабочее колесо из всасывающего трубопровода, обеспечив равномерное распределение скоростей на входе в колесо. В противном случае возникают дополнительные потери энергии, что ухудшает эксплуатационные характеристики насоса. На рис. 14.4 подвод *1* выполнен в виде прямоосного конфузора, но в зависимости от общей компоновки насоса встречаются и другие виды подводящих устройств.

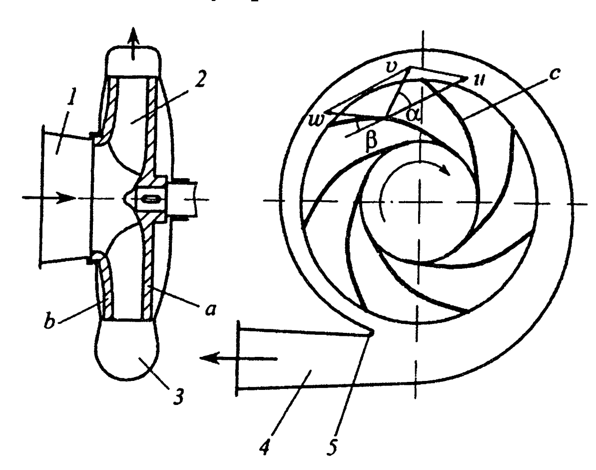



**Рис. 14.4.** Схема консольного центробежного насоса

Рабочее колесо предназначено для передачи подводимой из вне энергии потоку жидкости, перекачиваемой насосом. На рис. 14.4 рабочее колесо состоит из ведущего *a* и ведомого *b* дисков, между которыми находятся лопасти *c*. Конструкция рабочих колес очень многообразна и зависит от многих факторов: от рабочих параметров насоса, от вида и засоренности перекачиваемой жидкости и т. п.

Назначение отвода *3* – собирать жидкость, выходящую с лопаток рабочего колеса, и уменьшать скорость ее движения, преобразуя при этом кинетическую энергию в потенциальную энергию давления с возможно меньшими гидравлическими потерями. На рис. 14.4 отвод представляет собой канал, расположенный по окружности выхода из рабочего колеса, радиальные сечения которого увеличиваются от языка *5* по направлению к выходному патрубку *4*. Такая конструкция получила название спиральный отвод. Встречаются и более сложные конструкции отвода со специально спрофилированными лопатками направляющего аппарата.

Насосы с одним рабочим колесом, т. е. одноступенчатые насосы, имеют ограниченный напор. Для повышения напора применяют многоступенчатые насосы, в которых жидкость последовательно проходит через несколько рабочих колес, при этом напор насоса повышается пропорционально числу рабочих колес.

***Основное уравнение*** лопастных гидромашин определяет изменение удельной энергии жидкости при ее прохождении через рабочее колесо. Чтобы получить его, воспользуемся теоремой о моменте количества движения

$$d\vec{L} = \vec{M}dt,$$

где $\vec{L} = \vec{r} \times m\vec{v}$ – момент количества движения; $\vec{M}$ – момент внешних сил.

Рассмотрим движение частицы жидкости внутри рабочего колеса. Абсолютную скорость частицы жидкости можно представить в виде суммы относительной $\vec{w}$ и переносной $\vec{u}$ (окружной $u = r\omega$) скоростей $\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}$.

На рис. 14.4 показан план скоростей для произвольной точки, находящейся на расстоянии $r$ от оси вращения. Введем следующие обозначения: $\alpha$ – угол между абсолютной и переносной скоростями, $\beta$ – угол между относительной скоростью и отрицательным направлением переносной скорости, $\beta_л$ – угол между касательной к лопасти и отрицательным направлением переносной скорости, индекс 1 для обозначения скоростей и углов на входе в рабочее колесо, а индекс 2 – то же на выходе.

Сделаем также следующие допущения: поток жидкости в рабочем колесе осесимметричный, траектории всех частиц жидкости в относительном движении одинаковы и направлены по касательной к поверхности лопастей. Эти допущения приводят к схеме рабочего колеса с бесконечно большим числом лопастей $z \to \infty$. Для величин, полученных при таких допущениях, будем использовать индекс $\infty$. Тогда изменение момента количества движения для массы жидкости $\rho Q_к dt$, прошедшей через колесо, равно $dL = \rho Q_к (v_{u2\infty} R_2 - v_{u1\infty} R_1)\, dt = Mdt$, где $v_u$ – окружная составляющая абсолютной скорости, а $M$ – момент на рабочем колесе. При отсутствии потерь энергии в гидромашине мощность на колесе $M\omega$ и мощность потока жидкости $\rho g Q_к H_\infty$ равны между собой, тогда окончательно получим

$$H_\infty = (v_{u2\infty} u_2 - v_{u1\infty} u_1) / g. \qquad (14.10)$$

Это основное уравнение лопастных гидромашин было выведено Эйлером. Оно связывает напор со скоростями движения жидкости, которые зависят от расхода и частоты вращения, а также от геометрии рабочего колеса.

Во многих конструкциях насосов (см., например, рис. 14.4) жидкость подводится к рабочему колесу таким образом, что $v_{u1} = 0$, т. е. без закрутки, тогда

$$H_\infty = v_{u2\infty}\, u_2 / g. \tag{14.11}$$

Чтобы определить зависимость напора от расхода, т. е. напорную характеристику, необходимо установить связь между расходом и абсолютной скоростью. Для этого рассмотрим ее проекцию на плоскость, проходящую через ось колеса и рассматриваемую точку. Эта плоскость называется меридиональной, а сама проекция – меридиональной скоростью. Эта скорость и расход связаны между собой следующей зависимостью:

$$v_м = Q / (2\pi R b \psi),$$

где выражение в знаменателе представляет собой площадь сечения, через которое проходит меридиональный поток жидкости, $b$ – ширина канала на радиусе $R$, а $\psi$ – коэффициент стеснения, учитывающий уменьшение площади из-за толщины лопаток. Из треугольника скоростей на выходе (рис. 14.5, сплошные линии ) можно получить

$$v_{u2\infty} = u_2 - Q_к\, \mathrm{ctg}\beta_{2л} / (\,2\pi R_2 b_2 \psi_2\,)$$

и окончательно

$$H_\infty = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \mathrm{ctg}\beta_{2л}}{2\pi R_2 b_2 \psi_2} Q_к\,. \tag{14.12}$$

Напорные характеристики насоса, построенные в соответствии с уравнением (14.12), в зависимости от угла лопатки на выходе показаны на рис. 14.6. Рабочие колеса центробежных насосов, как правило, выполняют с лопатками, которые изогнуты по ходу назад – под углом $\beta_{2л} \approx 16...40°$. Это можно объяснить следующим образом:

у рабочих колес с радиальными и изогнутыми вперед лопатками межлопастные каналы получаются с большими углами расширения, что приводит к значительным гидравлическим потерям;

с увеличением угла $\beta_{2л}$ лопатки на выходе повышается доля скоростного напора, который должен быть преобразован в диффузорной части отвода, что также сопровождается гидравлическими потерями;

наличие на напорной характеристике участка с производной $dH / dQ > 0$ приводит к неустойчивой работе насоса в гидросистеме.

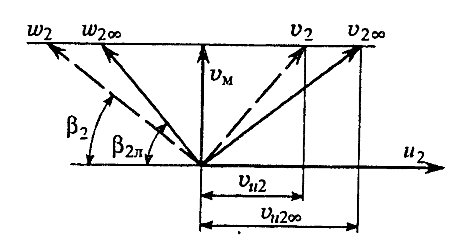



**Рис. 14.5.** Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса

Реальные характеристики насосов в значительной степени отличаются от тех, которые приведены на рис. 14.6. Это обусловлено рядом причин.

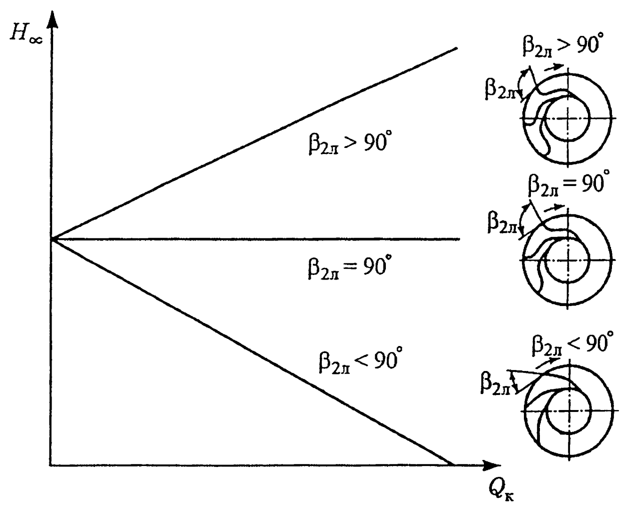



**Рис. 14.6.** Напорные характеристики центробежного насоса при различных формах лопаток

1. При выводе основного уравнения (14.10) лопастного насоса предполагали, что относительная скорость на выходе из рабочего колеса направлена по касательной к лопатке, т. е. под углом $\beta_{2л}$ (см. рис. 14.5, сплошные линии). В действительности (штриховые линии), из-за конечного числа лопаток $\beta_2 < \beta_{2л}$, следовательно, $v_{u2} < v_{u2\infty}$ и в соответствии с уравнением (14.11) напор насоса уменьшается. Приближенно такое уменьшение не зависит от величины подачи (рис. 14.7, зона *1*).

2. При движении жидкости в проточной части насоса от его входа до выхода происходят гидравлические потери $h_п$, которые примерно пропорциональны квадрату расхода (рис. 14.7, зона *2*).

3. При выборе геометрии проточной части насоса ориентируются на некоторый расчетный режим его работы. Например, угол наклона лопатки на входе выбирают таким, чтобы расчетное значение $\beta_{1р}$ соответствовало бы углу наклона лопатки: $\beta_{1р} \approx \beta_{1л}$. При отклонении расхода от его расчетного значения угол $\beta_1$ не будет соответствовать углу наклона лопатки и поток отрывается от ее входной кромки. В результате возникает вихревая зона, что, в свою очередь, приводит к значительным потерям энергии. Подобная картина наблюдается и в отводе, который также проектируется на заданный расчетный расход. Эти дополнительные потери $h_р$ примерно пропорциональны величине отклонения расхода от расчетного во второй степени (рис. 14.7, зона *3*).

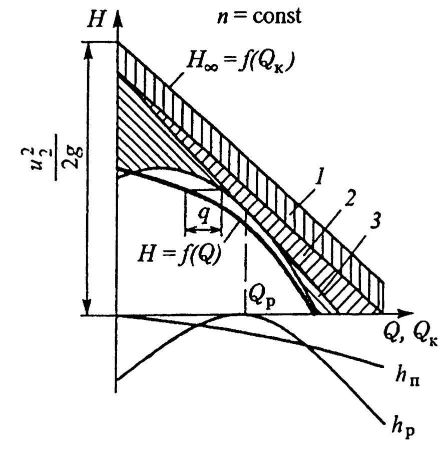



**Рис. 14.7.** Напорная характеристика центробежного насоса

4. Не вся жидкость, которая проходит через рабочее колесо, поступает в выходной патрубок. Часть ее $q$ (утечки) через зазоры

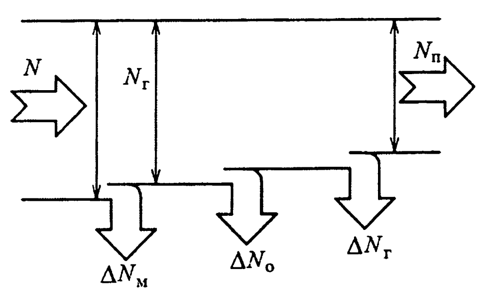



**Рис. 14.8.** Баланс энергии в лопастном насосе

возвращается обратно в полость всасывания. Поэтому характеристика сдвинется несколько влево.

При анализе потерь энергии в насосе их принято разделять на механические, объемные и гидравлические. Схема баланса энергии в насосе приведена на рис. 14.8.

К насосу подводится мощность $N$. Часть ее $\Delta N_м$ теряется на трение между вращающимися частями насоса и корпусом – это трение в подшипниках, в уплотнениях, трение наружной поверхности дисков колес о жидкость (дисковое трение). Эти потери относят к механическим. Мощность, которая остается после вычитания механических потерь, передается рабочим колесом прошедшей через него жидкости. Эту мощность принято называть гидравлической

$$N_г = N - \Delta N_м.$$

Величина механических потерь оценивается механическим КПД:

$$\eta_м = N_г / N.$$

Как уже отмечалось ранее, не вся жидкость, которая прошла через рабочее колесо $Q_к$, поступает на выход насоса $Q = Q_к - q$. Часть ее – $q$ – через зазоры возвращается в полость всасывания (внешними утечками в общем балансе можно пренебречь). При перетекании жидкости из напорной полости во всасывающую теряется часть энергии – это объемные потери $\Delta N_о$. Их величина оценивается объемным КПД:

$$\eta_о = (N_г - \Delta N_о) / N_г \approx Q / Q_к.$$

Третий вид потерь энергии в насосе – это гидравлические потери $\Delta N_г$, которые обусловлены гидравлическим сопротивлением всей проточной части насоса – подводом, рабочим колесом, отводом. В гидромеханике удельную работу сил вязкого трения, которая необратимым образом переходит в теплоту (диссипация механической энергии), принято обозначать $h_п$. Величина гидравлических потерь оценивается гидравлическим КПД:

$$\eta_г = N_п / (N_г - \Delta N_о) \approx H_н / (H_н + h_п).$$

Полный КПД насоса $\eta = N_п / N$ в соответствии с принятым разделением потерь энергии может быть представлен в виде произведения $\eta = \eta_м\ \eta_о\ \eta_г$.

При работе насоса в гидравлической системе возникает необходимость в изменении его характеристик. Этого можно достигнуть двумя путями: либо регулировать частоту вращения, либо изменять геометрию проточной части насоса. Например, средние и крупные осевые насосы имеют обычно поворотные лопасти, в силу чего изменяется угол их установки. На рис. 14.9 показаны напорные харак-

теристики лопастных насосов. Графики, приведенные на рис. 14.9, *а, в,* построены в соответствии с уравнением (14.12), которое было получено для схемы рабочего колеса с бесконечным числом лопаток, а графики, приведенные на рис. 14.9, *б, г,* – реальные характеристики центробежного насоса при регулировании частоты вращения и характеристики осевого насоса при изменении угла φ установки лопастей соответственно.

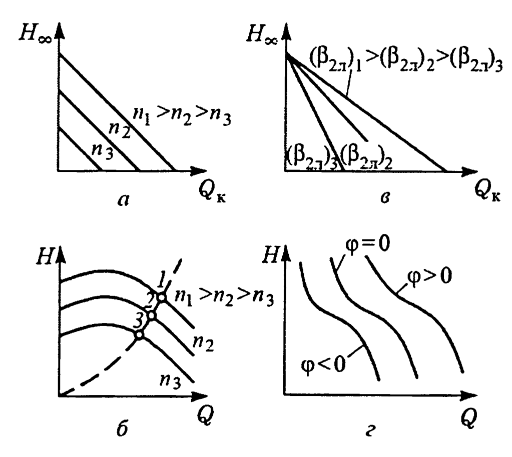



**Рис. 14.9.** Напорные характеристики лопастных насосов при различных частотах вращения (*а* и *б*) и углах наклона лопастей (*в* и *г*)

Сложность рабочего процесса лопастного насоса затрудняет расчет его характеристик и их получают экспериментальным путем. Чтобы получить характеристики насоса, работающего при другой частоте вращения или имеющего другие геометрические размеры, но подобные исходному насосу, следует воспользоваться методами теории подобия. Теория подобия справедлива при следующих условиях.

Должно выполняться геометрическое подобие. Оно включает подобие всех зазоров и шероховатости стенок каналов насоса. Строго это выполняется для одного и того же насоса, когда возникает задача о пересчете его характеристик при другой частоте вращения. Для насосов с другими геометрическими размерами это условие выполнить практически невозможно. Поэтому возникает так называемый масштабный эффект, что несколько усложняет пересчет характеристик насоса.

Должно выполняться кинематическое подобие на границах потоков, другими словами, подобие треугольников скоростей на входе и выходе из колеса.

Должно выполняться динамическое подобие. Для напорных установившихся потоков это условие обеспечивается равенством чисел Рейнольдса, которое у лопастных насосов обычно принимают равным $u_2 D_2 / v$. Следствием выполнения указанных условий является кинематическое подобие во всех точках потоков и пропорциональность статических напоров квадрату скорости жидкости.

Режимы работы насоса, при которых выполняются условия теории подобия, называются подобными.

Теория подобия позволяет установить формулы пересчета, которые определяют зависимость подачи, напора и мощности геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах, от их размеров $L$ и частоты вращения $n$:

для подачи
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}\left(\frac{L_1}{L_2}\right)^3; \qquad (14.13)$$

для напора $$\frac{H_1}{H_2}=\left(\frac{L_1 n_1}{L_2 n_2}\right)^2; \qquad (14.14)$$

для мощности $$\frac{N_1}{N_2}\approx\frac{\rho_1}{\rho_2}\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3\left(\frac{L_1}{L_2}\right)^5. \qquad (14.15)$$

Знак «приблизительно» в выражении для отношения мощностей появляется из-за того, что не все потери в насосе имеют гидравлическую природу. Это относится к потерям на трение в уплотнении и в подшипниках. Объемные и гидравлические потери энергии имеют гидравлическую природу и, следовательно, для геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах, как объемные, так и гидравлические КПД равны между собой. В этом случае для полного КПД и его составляющих имеем

$$\eta_{о1}=\eta_{о2};\quad \eta_{г1}=\eta_{г2};\quad \eta_{м1}\approx\eta_{м2};\quad \eta_1\approx\eta_2. \qquad (14.16)$$

Рассмотрим вопрос о пересчете характеристик насоса на новое число оборотов. При этом $L_1 = L_2$ и тогда формулы (14.13)–(14.15) пересчета упрощаются:

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{n_1}{n_2};\ \frac{H_1}{H_2}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2;\ \frac{N_1}{N_2}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \qquad (14.17)$$

Предположим, что имеется напорная характеристика центробежного насоса (см. рис. 14.9, б) при частоте вращения $n_1$, а требуется определить характеристику при новой частоте вращения $n_2$. Для этого выбираем на заданной характеристике произвольную точку «1» с координатами $Q_1 - H_1$ и по формулам (14.17) получим координаты $Q_2 - H_2$ точки «2», соответствующие новой частоте вращения. Поступая таким же образом с другими точками на характеристике с частотой $n_1$, определяем ряд новых точек, соединив которые плавной кривой, получим напорную характеристику $H = f(Q)$ при новой частоте вращения $n_2$. Аналогично по формулам (14.16) и (14.17) можно перестроить мощностную характеристику и КПД насоса.

Найдем в координатах $Q - H$ геометрическое место точек режимов, подобных режиму, который определяется точкой «1». Подставив координаты $Q_1$ и $H_1$ в уравнение (14.17), определим подачу и напор при разных частотах вращения $n_2$, $n_3$ и т. д. Соединив указанные точки «1», «2», «3» и другие, получим кривую подобных режимов. Можно показать, что эта кривая является параболой. Действительно, исключая из уравнений (14.17) частоту вращения $n$, получим

$$\frac{H_1}{Q_1^2}=\frac{H_2}{Q_2^2}=\frac{H_3}{Q_3^2}=\ldots=\text{const}=k,$$

откуда и вытекает уравнение параболы подобных режимов

$$H=k\,Q^2.$$

Как отмечалось ранее, характеристики лопастных насосов при прочих равных условиях зависят от геометрии проточной части. На основании теории подобия можно получить критерий, который бы характеризовал геометрию насосов и позволял бы сравнивать разные типы насосов между собой. Таковым критерием является коэффициент быстроходности

$$n_s = \frac{3{,}65 n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \tag{14.18}$$

где входящие в него величины выражают в м$^3$/с – $Q$, в м – $H$, в мин$^{-1}$ – $n$, а сами значения $H$ и $Q$ берут для режима работы, соответствующего наибольшему КПД.

В зависимости от коэффициента быстроходности рабочие колеса лопастных насосов можно разделить на следующие типы, которые приведены в табл. 14.1. Там же приведены рабочие характеристики. При увеличении коэффициента быстроходности напорная характеристика становится более крутой, а мощность при нулевой подаче растет. Это следует учитывать при включении приводного электродвигателя, чтобы мощность при пуске была бы наименьшей. Чем больше коэффициент быстроходности, тем круче падает кривая КПД по обе стороны от оптимального режима и, следовательно, тем меньше становится диапазон подач, в котором работа насоса экономически выгодна.

## Объемные гидромашины

При классификации гидромашин по принципу действия отмечалось, что в объемных машинах должны существовать замкнутые разделенные пространства, ограниченные поверхностями рабочих органов. Причем в процессе преобразования механической энергии твердого тела и жидкости, когда происходит перемещение рабочих органов, эти пространства изменяют свой объем и тогда они должны соединяться с одной из полостей гидромашины. Такие замкнутые пространства называются *рабочими камерами.* В гидромашине может быть одна или несколько рабочих камер.

В машинах с неограниченным вращательным движением вала происходит направленное перемещение жидкости из входной полости в выходную. Понятия входная и выходная полости применяется в том случае, когда не конкретизируется, в каком качестве работает гидромашина – как насос или гидромотор. Входную полость насосов называют всасывающей, а выходную – напорной. Входная полость гидромотора является напорной, или полостью высокого давления, а выходная – полостью слива.

Чтобы осуществить направленное движение жидкости из одной полости в другую, объем рабочей камеры должен периодически изменяться в процессе непрерывного вращения вала гидромашины. При увеличении объема рабочей камеры она должна соединяться с входной полостью и заполняться жидкостью. При уменьшении объема камера соединяется с выходной полостью и происходит вытеснение жидкости. Оба эти процесса, происходящие в рабочей камере, представляют собой рабочий цикл. При этом в каждый момент времени должно быть обеспечено

*Таблица 14.1*

| Параметры рабочих колес | Насосы | | | |
|---|---|---|---|---|
| | центробежные | | диагональные | осевые |
| | низкой быстроходности | средней быстроходности | высокой быстроходности | |
| $n_s$ | 40...90 | 80...300 | 250...500 | 500...1000 |
| Сечение рабочего колеса | $D_0$ $D_2$ | $D_0$ $D_2$ | $D_0$ $D_2$ | $D_0$ $D_2$ |
| $D_2/D_0$ | 3,0...2,5 | 2,5...1,4 | 1,4...0,9 | 0,8 |
| Характеристики | $H$ $N$ $\eta$ $Q$ | $H$ $N$ $\eta$ $Q$ | $H$ $N$ $\eta$ $Q$ | $H$ $N$ $\eta$ $Q$ |

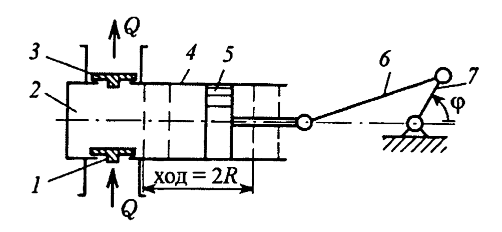


Рис. 14.10. Схема поршневого насоса

герметичное разделение полостей машины между собой. Возможные варианты решения этой задачи зависят от формы и характера движения рабочих органов относительно друг друга и корпуса, что, в свою очередь, предопределяет конструкцию специальных элементов машины, которые обеспечивают требуемую последовательность подсоединения рабочих камер к полостям гидромашины. Эти элементы образуют так называемую систему распределения жидкости.

По форме рабочих органов, образующих рабочие камеры, гидромашины, которые нашли наибольшее применение в технике, можно подразделить на поршневые, пластинчатые, зубчатые и винтовые.

В поршневых гидромашинах, примером которых может служить поршневой насос (рис. 14.10), рабочими органами являются цилиндр *4* и поршень *5*, образующие рабочую камеру *2*. При их относительном перемещении (см. рис. 14.10) цилиндр неподвижен, а поршень совершает возвратно-поступательное движение, но могут быть и другие конструктивные решения, когда, например, объем рабочей камеры периодически изменяется, а ее соединение с входной (всасывающей) и выходной (напорной) полостями осуществляется с помощью соответственно всасывающего *1* и напорного *3* клапанов, т. е. с помощью клапанной системы распределения.

Следует особо отметить, что под клапанной системой распределения понимается такая система, которая действует автоматически в результате перепада давления, возникающего на клапане. Принципиально клапанная система распределения может быть применена только в том случае, когда во входной полости давление меньше, чем в выходной, что происходит при работе гидромашины в качестве насоса. Следовательно, использование клапанной системы распределения делает гидромашину необратимой. Если же машина может работать в качестве насоса и гидромотора, то такая машина называется обратимой.

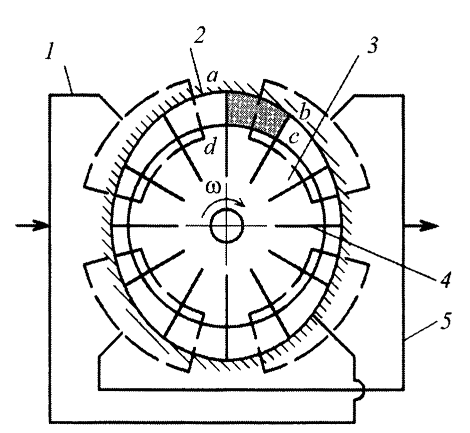


Рис. 14.11. Схема пластинчатой гидромашины двухкратного действия

В пластинчатой гидромашине (рис. 14.11) рабочими органами являются статор *2*, ротор *3* и пластины *4*, которые имеют возможность перемещаться в его пазах. С торцов ротор с пластинами закрыт двумя плотно прилегающими дисками (на рис. 14.11 пазы в роторе и торцовые диски не показаны). Указанные детали образуют по количеству пластин $z$ рабочих камер, границы одной из которых «*a–b–c–d*» обозначены на рисунке. Объем рабочих камер при непрерывном вращении ротора изменяется благодаря тому, что статор имеет специ-

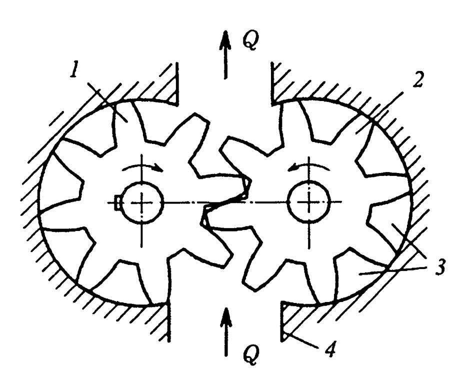



**Рис. 14.12.** Схема шестеренной гидромашины

ально спрофилированную поверхность, к которой, например, за счет центробежных сил инерции прижимаются пластины. Рабочие камеры с входной *1* и выходной *5* полостями (обозначения соответствуют указанному на рис. 14.11 направлению вращения) соединяются через окна, которые расположены в торцовых неподвижных дисках (см. рис. 14.11 штриховые линии).

При такой системе распределения момент подсоединения рабочей камеры к соответствующей полости определяется только положением окон в торцовых дисках и носит принудительный характер, при котором соотношение давлений в рабочей камере и сообщаемой полости не имеет значения. Эта система распределения получила название золотниковой и может применяться как в насосах, так и в гидромоторах.

Следует отметить, что в рассматриваемой конструкции пластинчатой гидромашины за один оборот вала в рабочей камере происходит два рабочих цикла. Такие гидромашины называются машинами двухкратного действия. Если же в рабочей камере за один оборот происходит несколько рабочих циклов, то такие гидромашины называются машинами многократного действия.

В шестеренных гидромашинах (рис. 14.12), которые относятся к зубчатым гидромашинам, рабочими органами являются ведущая *1* и ведомая *2* шестерни, образующие совместно с корпусом *4* (куда относятся и плотно прилегающие к торцам шестерен боковые крышки, не показанные на рисунке) рабочие камеры *3*. При вращении шестерен в той части гидромашины, где зубья выходят из зацепления, объем камер увеличивается и пространство между зубьями заполняется жидкостью, поступающей из входной полости. Жидкость в этих впадинах переносится из одной полости в другую, где входящие в зацепление зубья приводят к уменьшению объема рабочих камер и жидкость вытесняется в выходную полость.

Рассмотренные две последние конструкции гидромашин (см. рис. 14.11 и 14.12) относятся к так называемым роторным гидромашинам, в которых рабочие камеры перемещаются в пространстве и жидкость в них переносится из входной полости в выходную. В роторных гидромашинах отсутствует клапанная система распределения жидкости и они являются принципиально обратимыми. Однако при конкретном конструктивном исполнении обратимость может быть нарушена.

Различие клапанной и золотниковой систем распределения не ограничивается тем, что при клапанной системе распределения гидромашина может работать только в качестве насоса. Клапанная система распределения имеет более высокую герметичность и меньшую чувствительность к загрязнению жидкости. При клапанной системе распределения в момент сообщения рабочей камеры с какой-либо полостью насоса давления в них практически выравниваются, а это благоприятно сказывается на динамических процессах, происходящих в системе насос – трубо-

провод. Недостатком клапанной системы распределения является ограничение по частоте совершаемых рабочих циклов, что ухудшает массовые и габаритные показатели насоса. Ограничение по частоте рабочих циклов вытекает из требования долговечности работы клапанов, критерием чего служит скорость его посадки, о которой можно судить по величине произведения $hn$ – оно должно быть меньше некоторого критического значения, где $h$ – максимальная высота подъема клапана, а $n$ – число двойных ходов поршня в минуту. Для выполнения этого условия необходимо уменьшать либо высоту подъема клапана $h$, либо частоту $n$. Но высота подъема клапана связана с его пропускной способностью и, если для напорного клапана это можно компенсировать увеличением перепада давления на нем, то для всасывающего клапана этого сделать нельзя из-за опасности кавитации. Поэтому в некоторых случаях, желая повысить частоту вращения приводного вала, идут на применение смешанной клапанно-золотниковой системы распределения – на всасывании применяют золотниковую систему, а на нагнетании – клапанную.

Для объемных гидромашин величина преобразуемой в рабочих камерах энергии зависит от того, насколько изменяется объем этих камер в процессе относительного перемещения рабочих органов машины. Поэтому в качестве основной характеристики объемных гидромашин принят рабочий объем $V_0$, который представляет собой сумму изменений объемов всех рабочих камер за время их сообщения с отдающей полостью в течение одного оборота вала гидромашины. Эту сугубо геометрическую характеристику объемной гидромашины можно представить, как объем жидкости, прошедший через гидромашину за один оборот вала при отсутствии на ней перепада давления.

Непосредственно из определения рабочего объема следует, что для его вычисления в случае одинаковых рабочих камер необходимо знать: на какую величину изменяется объем ($\Delta V$) одной рабочей камеры за время ее сообщения с выходной полостью в течение одного рабочего цикла; число этих циклов за один оборот вала гидромашины, т. е. кратность ($k$) ее действия; количество ($z$) рабочих камер, тогда

$$V_0 = \Delta V z k.$$

Зная рабочий объем гидромашины и предполагая отсутствие каких-либо потерь энергии, а жидкость несжимаемой (такую ситуацию назовем идеализированной и для этого случая будем использовать индекс «и»), достаточно просто устанавливается связь между кинематическими (расход $Q$ – угловая скорость $\omega$) и динамическими (давление $p$ – момент $M$) величинами, характеризующими энергию жидкости и твердого тела:

$$Q_и = (V_0/2\pi)\omega \text{ и } M_и = (V_0/2\pi)p. \quad (14.19)$$

Причем в этом идеализированном случае КПД машины равен 1, а следовательно, полезная и потребляемая мощности равны между собой:

$$N = M\omega = Qp.$$

Используемая здесь величина $p$ – давление аналогично понятию напор, определение которого было дано ранее. Но если напор $H$ – это энергия, отнесенная к силе тяжести жидкости, то давление $p$ – это энергия, отнесенная к объему жидкости. С учетом того, что для объемных гидромашин разница энергий положения и кинетической на входе и выходе мала по сравнению с перепадом давления, под давлением насоса $p_н$ или гидродвигателя $p_г$ принято понимать разницу $p_н \approx p_{вых} - p_{вх}$, а $p_г \approx p_{вх} - p_{вых}$.

В зависимости от того, предусмотрена ли в конструкции гидромашины возможность изменять величину рабочего объема, машины подразделяют на регулируемые и нерегулируемые. Объемные гидромашины, которые были рассмотрены ранее, являются нерегулируемыми. В качестве примера регулируемой гидромашины рассмотрим аксиально-поршневую гидромашину (рис. 14.13). Такие машины получили широкое применение в объемных гидроприводах.

В блоке *4* находится $z$ цилиндров, оси которых расположены на расстоянии $R_ц$ от оси вращения блока и параллельно ей, что послужило основанием для определения аксиальной гидромашины. В каждом цилиндре находятся поршни *2* диаметром $d$, которые через гидростатическую пяту опираются на диск *1*, наклоненный под углом $\gamma$ к вертикальной плоскости. Этот диск выполняет роль кулачка, определяющего кинематику движения поршней, которые прижимаются к его плоской поверхности (механизм, обеспечивающий такой прижим, на рис. 14.13 не показан). При вращении блока цилиндров *4* поршни *2* перемещаются относительно блока, что приводит к изменению объема цилиндра *3* и это пространство является рабочей камерой. Когда поршень вдвигается в камеру, ее объем уменьшается и она через окно *5* в блоке соединяется при указанном направлении вращения с выходной полостью *8*, расположенной в неподвижном распределителе *6*. При увеличении объема камера соединяется с входной полостью *7*. Рабочий объем такой гидромашины

$$V_0 = (\pi d^2/4) 2 R_ц z \operatorname{tg}\gamma.$$

Как видно из рис. 14.13 и следует из приведенной формулы, изменение угла $\gamma$ наклона диска *1* приводит к изменению хода поршня $2R_ц \operatorname{tg}\gamma$, а следовательно, и рабочего объема гидромашины. Более того, если диск отклоняется в другую сторону

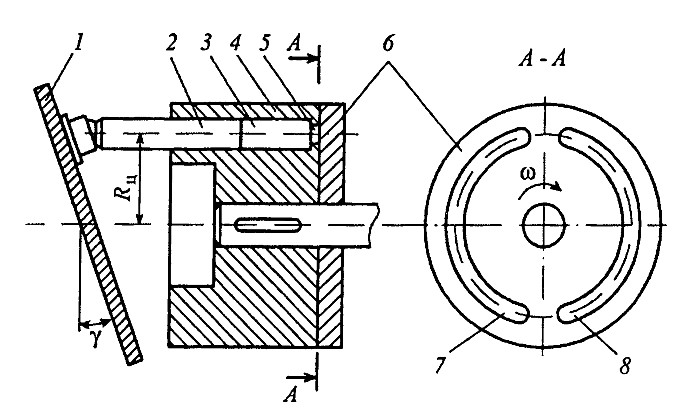



**Рис. 14.13.** Схема регулируемой аксиально-поршневой гидромашины

от вертикальной плоскости, меняется направление движения жидкости – реверсирование подачи. Бывшая ранее выходной, полость *8* становится входной и, наоборот, полость *7* становится выходной.

Для регулируемых гидромашин под рабочим объемом понимается его максимально возможное значение, а то, что объем может изменяться, учитывается в формулах (14.19) путем введения регулировочного параметра $\varepsilon$:

$$Q_и = (V_0/2\pi)\omega\varepsilon \text{ и } M_н = (V_0/2\pi)p\varepsilon. \quad (14.20)$$

Для рассмотренной конструкции аксиально-поршневой гидромашины (см. рис. 14.13) параметр $\varepsilon = \operatorname{tg}\gamma/\operatorname{tg}\gamma_{max}$, где $\gamma$ и $\gamma_{max}$ – текущий и максимально возможный углы наклона диска *1*. Величина регулировочного параметра $\varepsilon$ для регулируемых реверсивных гидромашин изменяется в пределах $-1 \le \varepsilon \le +1$.

Определяемые формулами (14.20) величины (расход $Q$ и момент $M$) являются осредненными за один оборот вала. Их же мгновенные значения из-за дискретного характера подсоединения отдельных рабочих камер к выходной полости являются неравномерными. Характер и величина такой неравномерности зависят от конструктивных особенностей конкретной гидромашины.

Определим мгновенную подачу рассмотренного ранее (см. рис. 14.10) поршневого насоса. Из кинематики кривошипно-ползунного механизма известно, что скорость движения поршня можно приближенно принять $v_п \approx R\omega\sin\varphi$, изменяющейся по синусоидальному закону, где $R$ – радиус кривошипа *7*, а $\varphi$ и $\omega$ – соответственно угол его поворота и угловая скорость. Указанное приближение тем точнее, чем меньше отношение радиуса кривошипа к длине шатуна *6* – $R/L$. В реализованных конструкциях отношение $R/L < 0{,}25$, что уже позволяет с достаточной точностью пользоваться приведенным выражением. Кинематика аксиально-поршневой гидромашины (см. рис. 14.13) соответствует кинематике кривошипно-ползунного механизма с бесконечно длинным шатуном $L \to \infty$ и, следовательно, скорость поршня точно изменяется по синусоидальному закону. Тогда мгновенную подачу однопоршневого насоса можно определить как

$$Q = \begin{cases} F_п R\omega \sin\varphi, & 0 < \varphi < \pi; \\ 0, & \pi < \varphi < 2\pi, \end{cases} \quad (14.21)$$

где $F_п$ – площадь поршня, а график такой подачи представлен на рис. 14.14, *а*.

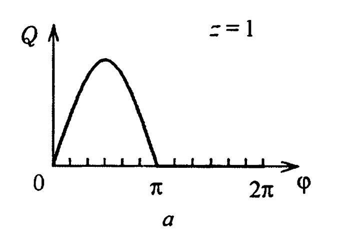
Как видно, подача является пульсирующей и крайне неравномерной. Чтобы сравнивать различные гидромашины по этому показателю, вводится количественная оценка в виде коэффициента неравномерности

$$\sigma = (Q_{max} - Q_{min}) / Q_{ср},$$

где $Q_{max}$, $Q_{min}$ и $Q_{ср}$ – соответственно максимальная, минимальная и средняя подачи. Для однопоршневого насоса

$$Q_{max} = F_п R\omega, \quad Q_{min} = 0, \quad Q_{ср} = F_п R\omega / \pi$$

и коэффициент неравномерности $\sigma = 3{,}14$.



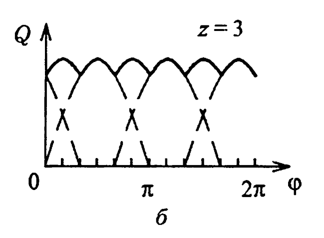




**Рис. 14.14.** Графики мгновенной подачи однопоршневого (*а*) и трехпоршневого (*б*) насосов

С увеличением числа поршней неравномерность уменьшается. На рис. 14.14, *б* сплошной линией показан график подачи для трехпоршневого насоса, штриховой кривой изображены графики подач из отдельных камер, каждая из которых по отношению к предыдущей работает со сдвигом по фазе, равным $2\pi/z$. Для трехпоршневого насоса

$$Q_{max} = F_п R\omega, \quad Q_{min} = F_п R\omega \sin(\pi/z), \quad Q_{ср} = F_п R\omega\,(z/\pi)$$

и коэффициент неравномерности $\sigma = \pi\,(2 - \sqrt{3})/6 \approx$ $\approx 0{,}14$. Причем на равномерность подачи влияет четность количества поршней. При четном числе поршней коэффициент неравномерности

$$\sigma_{чет} = (\pi / z)\, \mathrm{tg}(\pi / 2z) \approx 5 / z^2,$$

а при нечетном

$$\sigma_{нечет} = (\pi / 2z)\, \mathrm{tg}(\pi / 4z) \approx 1{,}25 / z^2.$$

Поэтому многопоршневые машины выполняют с нечетным число поршней.

Следует обратить внимание, что эти выводы справедливы при синусоидальном законе движения поршней. При другой кинематике результаты могут оказаться другими. Так, для пластинчатой гидромашины (см. рис. 14.11) за счет специально спрофилированной поверхности статора *2* можно получить равномерную подачу.

Приведенные результаты по неравномерности подачи, а также формулы (14.20) для определения значений расхода и момента справедливы для идеализированного случая, на что было указано ранее. Реальность протекающих в гидромашине процессов обусловлена наличием зазоров между рабочими органами и в системе распределения, а также действием сил, обусловленных инерцией, упругостью и трением. Причем эти силы возникают как непосредственно в самой жидкости, так и в деталях механизма гидромашин. Указанные причины приводят к тому, что как средние, так и мгновенные действительные значения расхода и момента отличаются от их идеальных значений.

Чтобы учесть отличие действительных средних значений расхода и момента от идеализированных, вводят коэффициенты – подачи (расхода) $k_Q$ и момента $k_M$: для насоса

$$k_Q = Q_д / Q_и = (Q_и - \Delta Q) / Q_и \quad и \quad k_M = M_и / M_д = M_и / (M_и + \Delta M); \qquad (14.22)$$

для гидромотора

$$k_Q = Q_и / Q_д = Q_и / (Q_и + \Delta Q) \; и \; k_M = M_д / M_и = (M_и - \Delta M) / M_и, \qquad (14.23)$$

где $Q_д$ и $M_д$ – действительные значения расхода и момента, а $\Delta Q$ и $\Delta M$ – их отклонения от идеализированных значений $Q_и$ и $M_и$.

Иногда коэффициент расхода $k_Q$ отождествляют с объемным КПД $\eta_0$, а коэффициент момента $k_M$ – с гидромеханическим КПД $\eta_{гм}$. Различие заключается в том, что КПД является энергетической характеристикой и представляет собой отношение полезной и затраченной работ, а коэффициенты $k_Q$ и $k_M$ лишь констатируют факт отличия действительных значений от идеализированных, что не всегда связано с энергетическими потерями. Лишь при определенных условиях можно с некоторой степенью приближения считать, что $k_Q \cong \eta_0$, а $k_M \cong \eta_{гм}$, хотя полный КПД $\eta = k_Q k_M = \eta_0 \eta_{гм}$.

Указанные в этом выражении коэффициенты зависят от многих факторов, которые характеризуют: режим работы гидромашины (давление, угловую скорость, температуру); теплофизические свойства жидкости (вязкость, объемный модуль упругости и т. п.); конструктивные и технологические особенности элементов гидромашины (форму, размеры, материал, шероховатость поверхности и т. п.). Установить функциональные зависимости между перечисленными факторами и коэффициентами потерь чисто аналитически не представляется возможным из-за сложности процессов, протекающих в гидромашине. Поэтому используются экспериментальные методы исследования, а для расширения области применения результатов эксперимента приходится прибегать к методам теории подобия. Причем более строго в методическом и проще в экспериментальном плане удается определять коэффициенты $k_Q$, $k_M$ и полный КПД $\eta$.

В современных объемных гидромашинах и, в первую очередь, поршневых значения указанных коэффициентов в рабочем диапазоне давлений примерно равны $k_Q \approx 93...96$ %, а $k_M \approx 92...95$ %. Столь высокие значения указанных коэффициентов позволяют, по крайней мере в первом приближении, использовать при расчетах более простые и потому более предпочтительные формулы (14.20), полученные для идеализированного рабочего процесса.

С их помощью легко ответить на вопрос об изменении характеристик объемных гидромашин в процессе их регулирования. Здесь возможны два способа – изменение частоты вращения и изменение рабочего объема в регулируемых гидромашинах. Например, из формулы (14.20) следует, что напорные характеристики как в случае изменения частоты вращения, так и при изменении рабочего объема представляют собой семейство параллельных прямых. Пересчет КПД более сложен и возможен лишь с определенной степенью точности.

## 14.2. Гидравлические системы и передачи

Под гидравлической системой принято понимать совокупность гидравлических устройств и агрегатов, соединенных между собой магистралями, и предназначенными для перемещения жидкости. Можно указать две основные цели, которые достигаются в результате перемещения жидкости – это транспортирование жидкости (передача массы вещества) и передача энергии. Естественно, что одно не отделимо от другого: как нельзя переместить массу жидкости, не сообщив ей энергию, так и нельзя передать энергию без перемещения жидкости. Однако указанные цели по-разному расставляют акценты при проектировании и расчете гидросистемы, а также при выборе ее элементов.

Примерами, где основная функция гидросистемы – это перемещение массы жидкости, могут служить: водоснабжение и ирригация; подача топлива в различных двигателях (внутреннего сгорания, реактивных и других); подача технологических жидкостей – смазочного материала, охлаждающих жидкостей при механической обработке металлов, глинистых растворов при бурении скважин; как теплоноситель в системах циркуляции; подача жидких веществ во всевозможных производствах – в пищевой, в химической промышленности при производстве пластмасс и т. п. Причем нередко требуется не просто подать жидкость, а подать ее в строго определенном количестве и при заданном давлении. Гидросистемы, основной функцией которых является передача энергии жидкости, получили название гидропередачи.

Основные элементы гидросистемы с точки зрения их функционального назначения – это распределительная, регулирующая, контролирующая и другая вспомогательная аппаратура, а также соединительные магистрали (трубопроводы). С энергетической же точки зрения все элементы можно разделить на источники энергии и ее потребители. Такое деление продиктовано тем, что одним из двух фундаментальных законов сохранения, которые используются при расчете гидросистем, является закон сохранения энергии, представляемый для несжимаемой жидкости в виде уравнения Бернулли (14.6) и (14.7).

Источниками энергии для гидросистемы могут быть различного рода устройства, которые либо накапливают энергию – аккумуляторы (водохранилища, водонапорные башни, пневматические и грузовые аккумуляторы и другие), либо преобразуют различного вида энергию в механическую энергию потока жидкости – насосы. Гидравлические устройства, которые потребляют энергию жидкости, можно разделить на два вида в зависимости от того, в какой вид энергии она преобразуется. В одних устройствах работа сил вязкого трения необратимо переходит из механической формы в тепловую, что называется диссипацией энергии – это гидравлические потери. Такие устройства являются гидравлическими сопротивлениями (трубопроводы, распределительная и регулирующая аппаратура и т. п.). В других устройствах механическая энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию твердого тела – это гидродвигатели. Они получили широкое применение в различных областях техники, являясь неотъемлемой частью всех гидроприводов.

Гидравлические системы могут включать в себя различное количество источников и потребителей энергии жидкости и образовывать сложные разветвленные системы. Общий подход к их расчету состоит в том, что для каждой отдельной гидравлической ветви записывается баланс энергии в виде уравнения Бернулли, а для узловых точек, где сходится несколько ветвей, баланс расходов. Под гидравлической ветвью принято понимать такой участок гидросистемы, который состоит только из последовательно соединенных источников и потребителей энергии жидкости и вдоль которого расход остается одним и тем же.

Рассмотрим простейшую схему насосной установки (рис. 14.15), которая состоит из питающей *1* и приемной *4* емкостей, насоса *2* и регулируемого дросселя *3*, соединенных последовательно трубопроводами. Регулируемый дроссель следует рассматривать как устройство с переменным гидравлическим сопротивлением независимо от его конструктивного исполнения. То, что на рисунке емкости показаны в виде открытых баков со свободными поверхностями жидкости

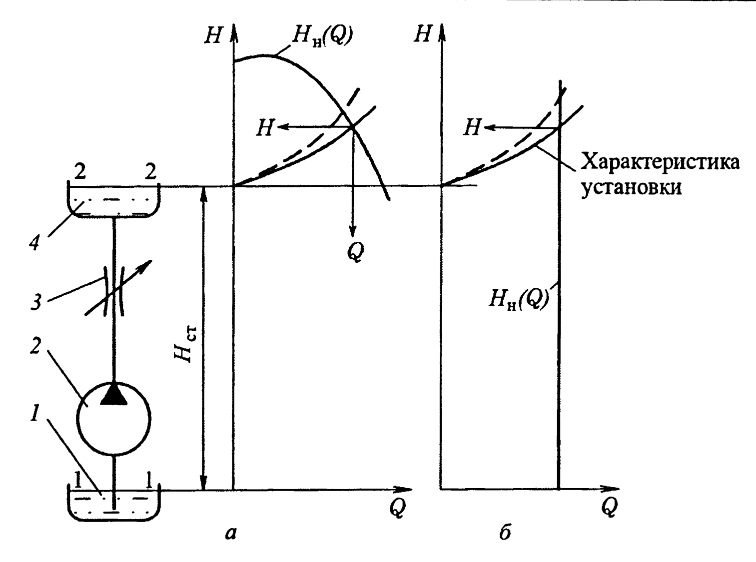



**Рис. 14.15.** Схема насосной установки при регулировании дросселем на линии нагнетания с центробежным (*а*) и объемным (*б*) насосами

сечений 1–1 и 2–2, является частностью и скорее традиционно принятой формой изображения. В действительности это могут быть различного вида устройства как закрытого, так и открытого типов, со свободной поверхностью и без нее. Например, в гидроприводе с поступательным движением полость гидроцилиндра, куда подается жидкость, представляет собой приемную емкость. При гидравлическом расчете уровни 1–1 и 2–2 (см. рис. 14.15) следует рассматривать как положение пьезометрических поверхностей и в общем случае показанный на рис. 14.15 статический напор $H_{ст}$ равен разности гидростатических напоров:

$$H_{ст} = (z_2 + p_2/\rho g) - (z_1 + p_1/\rho g).$$

Напомним, что пьезометрической поверхностью в гидромеханике называют такую поверхность, давление на которой равно атмосферному. Следует иметь в виду, что статический напор $H_{ст}$ может быть как положительной, так и отрицательной величиной и, в частности, равной нулю, например в циркуляционных установках.

Рассматривая баланс энергии для сечений 1–1 и 2–2 (см. рис. 14.15), получаем основное расчетное уравнение

$$H_н (Q) = H_{ст} + \Sigma h_п(Q). \qquad (14.24)$$

Решение его в графической форме представлено на рис. 14.15. Правая часть уравнения, которая представляет собой характеристику установки, зависит от величины и характера поведения коэффициентов сопротивления, определяющих потери энергии в трубопроводе. При ламинарном режиме движения жидкости это линейная зависимость от расхода, а при развитом турбулентном – квадратичная. Левая же часть уравнения представляет напорную характеристику насоса, кото-

рая существенно различается для лопастных и объемных насосов. На рис. 14.15, *а* показано решение для случая с центробежным насосом, а на рис. 14.15, *б* – с объемным. Принципиальное различие характеристик насосов двух указанных типов наиболее ярко проявляется в случае регулирования дросселем на линии нагнетания. Например, при увеличении его сопротивления кривая потерь, показанная на рис. 14.15 штриховой линией, становится более крутой. Но если в случае с центробежным насосом это приводит к уменьшению расхода, то для объемного насоса расход не меняется, а лишь увеличивается напор (давление). Если продолжать закрывать дроссель в случае с объемным насосом, давление за ним будет неограниченно расти, что может привести к аварийной ситуации. Поэтому объемные насосы, как правило, снабжаются предохранительным клапаном. Для центробежного насоса закрытие дросселя на линии нагнетания не вызывает подобной ситуации.

Регулировать же расход жидкости, поступающий к потребителю, путем дросселирования в установке с объемным насосом можно лишь в том случае, если дроссель установить на обводной линии, как показано на рис. 14.16. Подобное регулирование возможно и в случае лопастного насоса. Рассмотрим такой способ регулирования расхода более подробно. В этом случае гидросистема имеет три ветви с расходами $Q_1$, $Q_2$ и $Q_3$ и одну узловую точку. В соответствии с указанным ранее общим принципом расчета гидросистем в качестве исходной системы уравнений получаем систему четырех уравнений. Рассматривая баланс энергии, полагаем, что напор во всех сечениях трех ветвей, которые примыкают к узловой точке, одинаков и равен $H_у$. Для большей наглядности на рис. 14.16 показан пьезометр, подключенный к узловой точке, и уровень жидкости в нем. Система уравнений выглядит следующим образом:

баланс напоров для 1-й ветви (от сечения 1 до узловой точки)

$$H_н(Q_1) = H_у + h_{п1}(Q_1);$$

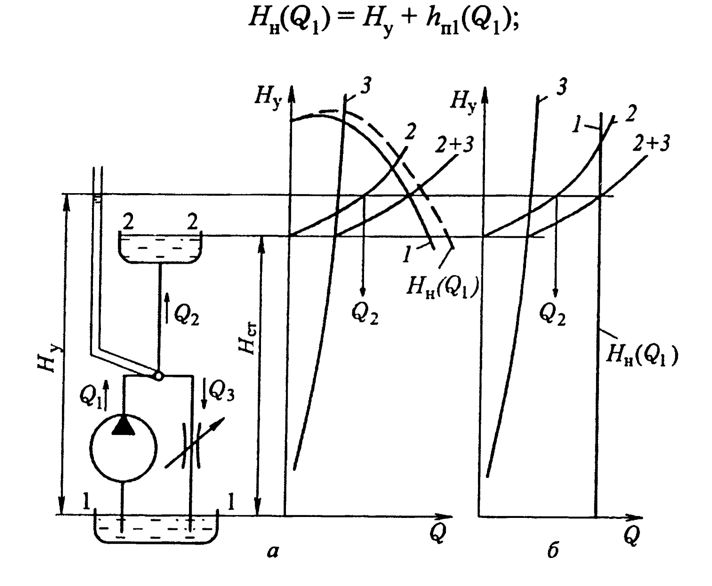



**Рис. 14.16.** Схема насосной установки при регулировании дросселем на обводной линии с центробежным (*а*) и объемным (*б*) насосами

баланс напоров для 2-й ветви (от узловой точки до сечения 2)

$$H_у = H_{ст} + h_{п2}(Q_2);$$

баланс напоров для 3-й ветви (от узловой точки до сечения 1)

$$H_у = h_{п3}(Q_3);$$

баланс расходов для узловой точки

$$Q_1 = Q_2 + Q_3.$$

Решение этой системы уравнений в графической форме приведено на рис. 14.16, *а* и *б* для установки с центробежным и объемным насосом соответственно.

Порядок графического решения следующий: в соответствии с первыми тремя уравнениями строим графики $H_у(Q_1)$, $H_у(Q_2)$ и $H_у(Q_3)$ соответственно с индексами «1», «2» и «3». Ординаты всех графиков одинаковы – это $H_у$, а вот их абсциссы разные – это $Q_1$, $Q_2$ и $Q_3$. Чтобы привести к какому-либо одному расходу, в принципе любому, используется четвертое уравнение. Если привести к расходу $Q_1$, то характеристики *2* и *3* складываются графическим путем по их абсциссам. Результат на рисунке обозначен как *2+3*. Точка пересечения графиков *1* и *2+3* дает решение исходной системы уравнений. Из графиков видно, что при регулировании дросселем изменяется характеристика третьей ветви, а это приводит к изменению расхода $Q_2$, поступающего к потребителю.

Рассмотренные два примера расчета гидросистем (см. рис. 14.15 и 14.16) являются иллюстрацией регулирования расхода, поступающего к потребителю, путем дросселирования, т. е. за счет изменения характеристики установки. Этого же можно достигнуть, изменяя напорную характеристику насоса. Что, как отмечалось ранее, возможно либо путем регулирования частоты вращения, либо в регулируемых машинах воздействием на рабочие органы насосов. В конечном счете выбор того или иного способа регулирования расхода решается на основании сравнения технико-экономических показателей.

***Гидропередача***, общая схема которой показана на рис. 14.17, представляет собой, как отмечалось ранее, гидросистему, цель которой – передача энергии. Ее назначение, как и любой другой передачи – механической, электрической или пневматической, состоит в том, чтобы обеспечить передачу механической энергии от приводного двигателя *3* к исполнительному рабочему органу *6* какого-либо механизма. При этом могут изменяться усилие или крутящий момент, величина и направление

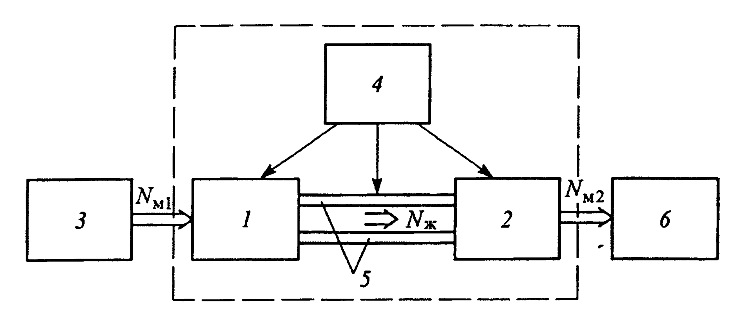



**Рис. 14.17.** Общая схема гидропередачи

скорости с возможным преобразованием одного вида движения в другое, например вращательного в поступательное. В гидропередаче механическая мощность $N_м$ от приводного двигателя *3* преобразуется насосом *1* в мощность потока жидкости $N_ж$, которая по трубопроводу *5* передается гидродвигателю *2*. (В дальнейшем при указании каких-либо параметров, относящихся к насосу, будем использовать индекс «1», а к гидродвигателю – индекс «2».) В гидродвигателе, выходное звено которого связано с исполнительным рабочим органом *6* какого-либо механизма, мощность потока жидкости снова преобразуется в механическую $N_м$. Кроме того, гидропередача может иметь систему регулирования *4*, которая позволяет изменять направление движения выходного звена, его скорость и другие параметры по внешним командам оператора или системы автоматического управления, а также иметь замкнутую систему регулирования с использованием микропроцессора (или контроллера, мини-ЭВМ), позволяющую обеспечить заданные алгоритмы управления гидропередачей с учетом внешних эксплуатационных условий. С принципиальной точки зрения управлять гидропередачей можно, воздействуя либо на гидромашины, если конструктивно они выполнены регулируемыми, либо на поток жидкости.

Гидравлические передачи нашли широкое применение в различных областях техники благодаря тому, что они обладают рядом преимуществ по сравнению с аналогичными механическими и электрическими передачами. К этим преимуществам следует отнести: возможность достаточно просто и надежно получать бесступенчатое изменение передаточного числа; высокую плавность работы; возможность передачи значительных мощностей; высокую энергонапряженность и вытекающие отсюда меньшие габаритные размеры и массу передачи; возможность достаточно просто предохранять двигатель и всю передачу от перегрузок (статических и динамических); для объемных передач позволяет обеспечить высокую жесткость и точность позиционирования выходного звена при внешней нагрузке в широком диапазоне скоростей, вплоть до нулевой; позволяет достаточно просто управлять гидропередачей по сигналам как оператора, так и системы автоматического управления.

В зависимости от типа гидромашин и их конструктивного выполнения гидропередачи можно подразделить на гидродинамические и гидрообъемные (иногда употребляется название гидростатические) и гидропередачи раздельного и моноблочного исполнения. В передачах раздельного исполнения насос и гидродвигатель конструктивно выполнены в виде отдельных машин, которые располагаются на удалении друг от друга и соединены между собой трубопроводами. При моноблочном исполнении насос и гидродвигатель размещаются в едином корпусе. Выбор того или иного типа исполнения гидропередачи диктуется удобством размещения на объекте источника энергии – двигателя и исполнительного механизма.

В гидродинамических передачах используются лопастные гидромашины, а в гидрообъемных – гидромашины объемного типа. От типа гидромашин, используемых в гидропередаче, существенно зависят ее характеристики и показатели качества.

Одна из основных характеристик любой передачи – это зависимость между нагрузкой на выходном звене (сила $P$ или момент $M$) и скоростью его перемещения (линейная $v$ или угловая $\omega$). Одним из показателей качества гидропередачи является КПД $\eta_{гп}$, который равен отношению мощностей на выходном звене гид-

родвигателя $N_2$ и входном звене насоса $N_1$. Как правило, у насоса это приводной вал и, следовательно, $N_1 = M_1 \omega_1$. Выходным звеном в гидродинамической передаче является вал гидротурбины, а в объемной может быть либо вал гидромотора, либо шток гидроцилиндра, и по этому признаку их разделяют на передачи вращательного и поступательного движения. Тогда при поступательном движении

$$N_2 = Pv \quad \text{и} \quad \eta_{\text{гп}} = N_2/N_1 = Pv/(M_1\omega_1); \tag{14.25}$$

при вращательном движении

$$N_2 = M_2\omega_2 \quad \text{и} \quad \eta_{\text{гп}} = N_2/N_1 = M_2\omega_2/(M_1\omega_1). \tag{14.26}$$

***Гидродинамические передачи*** чаще всего представляют собой моноблочную конструкцию, в которой соосно расположены рабочие колеса двух лопастных гидромашин – центробежного насоса и турбины, максимально приближенных друг к другу. При таком их расположении отпадает необходимость в трубопроводах и промежуточных устройствах, присущих лопастным гидромашинам – в подводах и отводах, что существенно уменьшает гидравлические потери. Поэтому КПД гидродинамической передачи в основном определяется потерями только в самих рабочих колесах и достигает довольно высоких значений 85...98 %.

В гидродинамических передачах отсутствует жесткая связь между входным валом – валом насоса, который соединен с приводным двигателем, и выходным – валом турбины, соединенным с исполнительным механизмом машины. Благодаря этому двигатель оказывается защищенным не только от вредного влияния пульсации нагрузки, но и от ее предельных значений – от перегрузок, что значительно продлевает срок службы двигателя.

Гидродинамические передачи способны плавно изменять величину, а иногда и знак передаваемого крутящего момента при соответствующем изменении частоты вращения выходного вала и, следовательно, такие передачи выполняют роль бесступенчатого редуктора, автоматически обеспечивая нужное передаточное отношение. Эти свойства гидродинамических передач обусловили их широкое применение в дорожно-строительных, подъемных и транспортных машинах, работающих в особо тяжелых условиях. Гидродинамические передачи подразделяют на гидравлические муфты – гидромуфты и гидравлические трансформаторы – гидротрансформаторы.

***Гидромуфта*** (рис. 14.18, *а*) состоит из рабочего колеса *1* центробежного насоса и рабочего колеса *2* турбины, размещенных в общем вращающемся корпусе *3*, который имеет уплотнение *5*. Обычно для центрирования колес между ними устанавливают подшипник *6*. Лопатки насосного *7* и турбинного *4* колес, которые обычно бывают плоскими, расположены между тороидальными направляющими поверхностями. Эти поверхности образуют рабочую полость, внутри которой, взаимодействуя с лопатками рабочих колес, движется поток жидкости (чаще всего маловязкого минерального масла).

При установившемся режиме работы сумма внешних моментов, приложенных к гидромуфте, которая представляет собой изолированную систему, равна нулю. К этим внешним моментам относятся: момент $M_1$, который приложен к валу насосного колеса со стороны приводного двигателя; момент $M_2$, который прило-

жен к валу турбинного колеса и передается исполнительному механизму; момент $M_в$, который приложен к вращающемуся корпусу муфты со стороны окружающей среды – воздуха:

$$M_1 = M_2 + M_в.$$

Момент $M_в$ обычно бывает мал и приближенно можно считать, что весь момент от двигателя без изменения передается потребителю, т. е. $M_1 \approx M_2 = M$.

Основная часть момента $M$ передается в результате силового взаимодействия потока жидкости с лопастями насоса и турбины и лишь незначительная его часть передается трением между подвижными элементами гидромуфты. Это трение в подшипнике *6*, в уплотнении *5*, трение о жидкость между поверхностью турбинного колеса *2* и корпуса *3*.

При вращении насосного колеса его лопатки увлекают жидкость и заставляют ее перемещаться к периферии рабочей полости гидромуфты. При этом поток закручивается по направлению вращения колеса, что приводит к увеличению его момента количества движения. Из насосного колеса поток поступает на лопатки турбинного колеса, в котором момент количества движения жидкости уменьшается, что приводит к образованию крутящего момента $M_2$ на выходном валу гидромуфты. Величина этого момента при заданной частоте вращения приводного двигателя $n_1$ зависит от частоты вращения турбинного колеса $n_2$ или, что то же самое, от передаточного отношения $i = n_2/n_1$. Зависимость момента $M$ от передаточного отношения $i$ называется моментной характеристикой гидромуфты (рис. 14.18, *б*), которая, как правило, имеет вид падающей кривой. Такая форма характеристики объясняется изменением поля центробежных сил, действующих на жидкость в турбинном колесе. При $n_2 \to n_1$ поле центробежных сил в турбинном колесе приближается к полю сил в насосном колесе, что препятствует перетеканию между ними жидкости $Q \to 0$ и, следовательно, момент на выходном валу гидромуфты $M_2$ также стремится к нулю. Наоборот, при остановленном турбинном колесе поле центробежных сил в нем отсутствует, а расход $Q$ и момент $M_2$ стремятся к своему

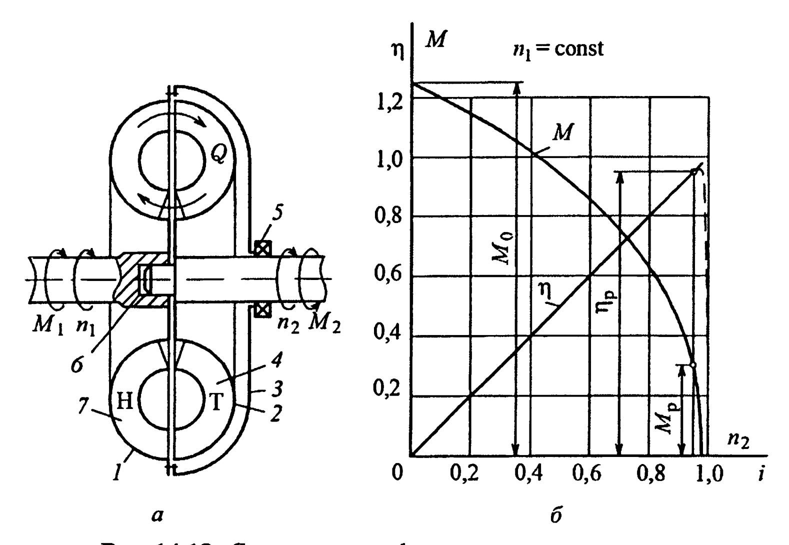



**Рис. 14.18.** Схема гидромуфты и ее характеристики

максимальному значению. В соответствии с уравнением (14.26) и полагая, что момент трения на корпусе муфты о воздух мал $M_в \approx 0$, КПД гидромуфты $\eta_{гм} \approx i$. На характеристике (см. рис. 14.18, *б*) это прямая, проходящая через начало координат, и лишь при $i \to 1$, где величина передаваемого момента становится соизмерима с моментом трения корпуса о воздух, КПД начинает существенно отклоняться от указанной прямой (штриховая линия) и $\eta_{гм} \to 0$. Обычно гидромуфты выбирают так, чтобы на режимах длительной эксплуатации они работали бы при оптимальном расчетном передаточном отношении, т. е. с максимальным КПД, примерно в диапазоне 94...98 %. При этом расчетный момент $M_р$, передаваемый гидромуфтой, обычно бывает значительно меньше пускового $M_0$.

Энергия потерь, которые происходят в гидромуфте, преобразуется в теплоту, что приводит к нагреву рабочей жидкости. Обычно на расчетном режиме для отвода выделяемой теплоты бывает достаточно естественного обдува, но, если гидромуфта может работать длительно не на расчетном режиме, то приходится предусматривать систему принудительного охлаждения.

***Гидротрансформатор***, типичная схема которого приведена на рис. 14.19, *а*, отличается от гидромуфты тем, что кроме насосного *1* и турбинного *2* колес в их проточной части установлен реактор *3* (направляющий аппарат). Он представляет собой лопастную систему, выполненную в виде колеса, жестко соединенного с неподвижным корпусом *5*. Чаще всего реактор устанавливают между выходом из турбинного колеса и входом в насосное колесо, хотя возможны и другие конструктивные решения.

Реактор, отклоняя своими лопатками поток жидкости, изменяет момент количества движения. Поэтому в гидротрансформаторе моменты количества движения на выходе из турбинного колеса и на входе в насосное колесо не равны друг другу, а следовательно, и моменты на входном $M_1$ и на выходном $M_2$ валах также различны. Для наиболее типичного режима работы гидротрансформатора, когда

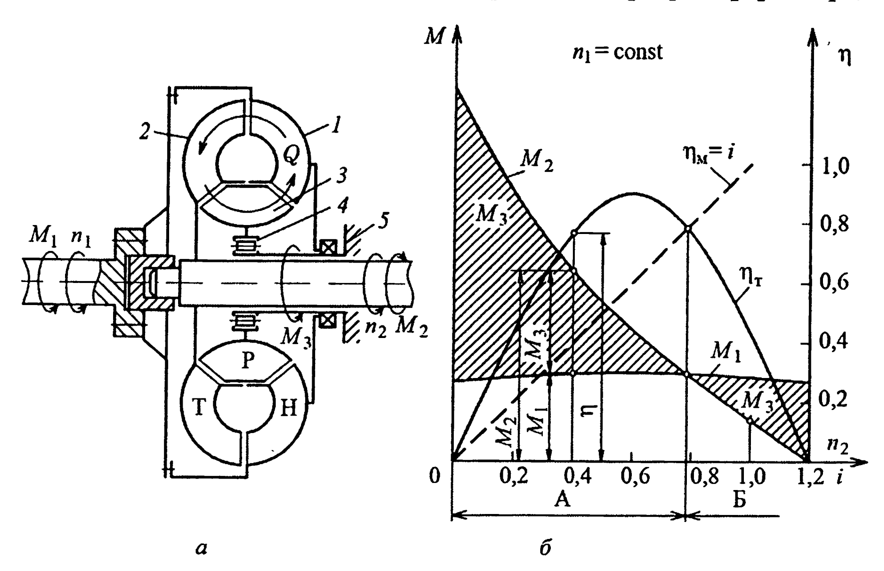



**Рис. 14.19.** Схема гидротрансформатора и его характеристики

реактор увеличивает момент количества движения потока жидкости, момент на выходном валу больше, чем на входном: $M_2 = M_1 + M_3$ . В этом случае гидротрансформатор работает как редуктор с передаточным отношением $i = n_2 / n_1 < 1$. Зависимость величины моментов от частоты вращения выходного вала $n_2$ или, что то же самое, от передаточного отношения $i$ называется моментной характеристикой гидротрансформатора. Максимальное значение КПД колеблется обычно в пределах $0{,}80 < \eta_{max} < 0{,}92$. В этой рабочей зоне гидротрансформатора, отмеченной на характеристике индексом $A$, КПД гидротрансформатора $\eta_т$ (сплошная линия на рис. 14.19, *б*) всегда выше КПД гидромуфты $\eta_м$ (штриховая линия). При уменьшении нагрузки на исполнительном механизме момент $M_2$ также уменьшается, а частота вращения $n_2$ увеличивается. При этом поток в рабочей полости гидротрансформатора перестраивается таким образом, что турбинное колесо раскручивает его в меньшей степени и структура потока на входе в реактор существенно изменяется. На входе же в насосное колесо структура потока, которая определяется неподвижными лопатками реактора, мало изменяется, а следовательно, момент на входном валу остается примерно постоянным. Это благоприятно сказывается на эксплуатации приводного двигателя, который работает практически при постоянной мощности.

При достаточно большом снижении момента $M_2$ и значительном увеличении частоты вращения $n_2$ реактор начинает раскручивать поступающий на него с турбинного колеса поток жидкости. Это приводит к тому, что знак момента на реакторе изменяется и тогда $M_2 = M_1 - M_3$. Таким условиям работы на характеристике гидротрансформатора соответствует зона Б, где $\eta_т < \eta_м$. Поэтому реактор обычно устанавливают на муфте свободного хода *4* и в этом случае при $M_3 < 0$ он свободно вращается, а гидротрансформатор начинает работать как гидромуфта.

***Объемные гидропередачи***, кроме насоса и одного или нескольких гидродвигателей объемного типа, могут содержать различную гидравлическую аппаратуру – клапаны, дроссели, распределители и т. п. По различным признакам объемные гидропередачи можно разделить на следующие виды.

По характеру движения выходного звена различают передачи: вращательного движения – в качестве гидродвигателя используется гидромотор с неограниченным вращением вала; поворотного движения – с поворотным гидродвигателем, который может совершать возвратно-поворотное движение вала на угол менее 360°; поступательного движения – в качестве гидродвигателя используются гидроцилиндры с возвратно-поступательным движением выходного звена.

По способу изменения скорости движения выходного звена различают передачи регулируемые и нерегулируемые. Для регулирования скорости выходного звена гидропередачи применяют следующие два способа. В первом случае изменяют рабочий объем либо одного насоса или гидромотора, либо и того и другого одновременно – передачи с объемным регулированием (иногда их называют с машинным регулированием). Во втором случае регулирование осуществляется путем перепуска части потока жидкости из области высокого давления на слив через дроссель или клапан, минуя гидродвигатель – передачи с дроссельным регулированием. Если скорость регулируется одновременно двумя указанными способами, то такое регулирование называется объемно-дроссельным.

По характеру циркуляции жидкости между насосом и гидродвигателем различают передачи с замкнутой и разомкнутой циркуляцией. В первом случае линия

всасывания насоса и линия слива из гидродвигателя непосредственно соединены между собой, образуя вместе с напорной линией замкнутое гидравлическое кольцо. В этом случае необходимо обеспечить равенство объемных расходов на всех участках этого кольца, для чего приходится создавать специальную систему подпитки с дополнительным насосом. Во втором случае указанные всасывающая и сливная линии разорваны между собой, а их замыкание осуществляется через гидробак. В этом случае расходы жидкости в линии всасывания и слива могут быть разными (рис. 14.20).

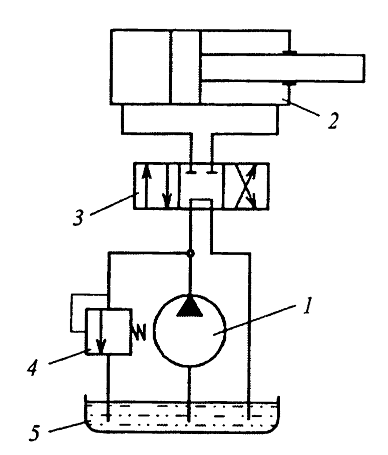



**Рис. 14.20.** Схема нерегулируемой гидропередачи

При разомкнутой циркуляции для изменения направления движения выходного звена гидродвигателя, т. е. его реверсирования, необходимо использовать гидрораспределитель. При замкнутой же циркуляции этого можно достичь путем реверсирования подачи насоса (пример такого насоса приведен на рис. 14.13), когда линии высокого и низкого давления меняются между собой.

Рассмотрим подробнее работу и характеристики указанных объемных гидропередач различных видов.

На рис. 14.20 показана гидравлическая схема нерегулируемой передачи с разомкнутой циркуляцией жидкости. Насос *1* подает жидкость в гидроцилиндр *2*, шток которого может совершать возвратно-поступательное движение с какой-либо одной определенной скоростью. Предохранительный клапан *4* защищает насос от чрезмерно высокого давления. Для изменения направления движения штока применяется трехпозиционный (по числу возможных положений) четырехлинейный (по числу гидролиний) распределитель *3*. В среднем положении, как показано на рисунке, жидкость, подаваемая насосом, сразу сливается снова в бак *5*, и следовательно, насос практически работает без нагрузки. Линии от гидроцилиндра перекрыты и, следовательно, его шток может быть зафиксирован в каком-либо определенном положении. Если переключить распределитель, например мысленно передвинуть его графическое изображение вправо, то жидкость от насоса будет подаваться в левую полость гидроцилиндра – поршневую полость, а его правая полость – штоковая – соединится с баком и поршень начнет двигаться вправо. Если же распределитель переместить влево, то поршень будет двигаться также влево. В этом примере расходы жидкости в напорной и сливной линиях различны, так как площади поршня справа и слева не одинаковы из-за наличия одностороннего штока. При разомкнутой циркуляции жидкости эта разница в расходах приведет лишь к изменению уровня рабочей жидкости в баке.

На рис. 14.21, *а* показана схема передачи с поворотным гидродвигателем *2*, для изменения скорости выходного вала которого часть жидкости, подаваемой нерегулируемым насосом *1*, сливается в бак *5*, минуя гидродвигатель, через регулируемый дроссель *3*, который установлен параллельно гидродвигателю. Аналогично предыдущему случаю насос снабжен предохранительным клапаном *4*, а необходимый для реверса распределитель не показан.

Рассмотрим нагрузочную характеристику передачи, которая представляет собой зависимость скорости выходного звена гидродвигателя, в данном случае угло-

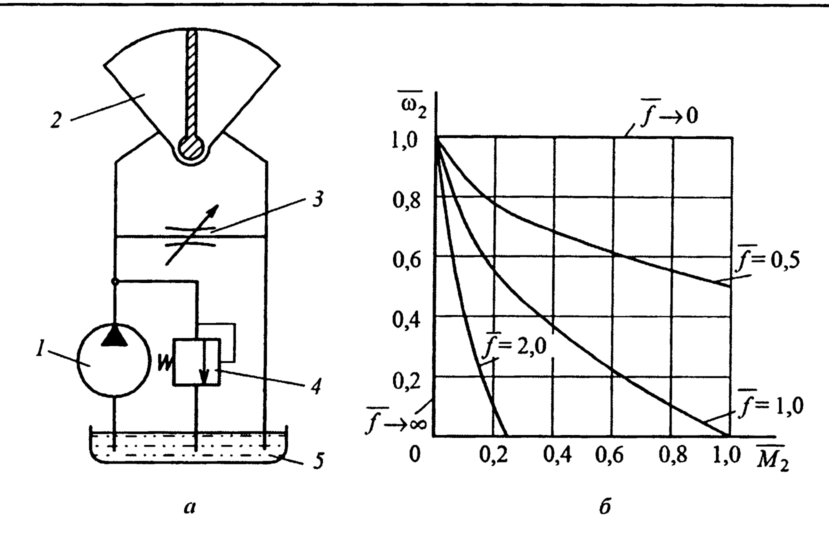



**Рис. 14.21.** Схема и характеристики гидропередачи с регулированием дросселем, установленным параллельно гидродвигателю

вой скорости $\omega_2$, от нагрузки – момента $M_2$ – $\omega_2 = f(M_2)$. Чтобы получить такую характеристику аналитическим путем, необходимо сначала выполнить расчет гидросистемы, руководствуясь теми правилами, которые были указаны ранее и продемонстрированы на двух примерах (см. рис. 14.15 и 14.16). Рассчитав величины, характеризующие подводимую к гидродвигателю энергию жидкости – расход $Q_2$ и перепад давления $\Delta p_2$, на основании уравнения (14.19) для нерегулируемой или уравнения (14.20) для регулируемой гидромашины, переходим к механическим величинам, которые характеризуют работу гидропередачи – угловой скорости $\omega_2$ и моменту $M_2$. Проделаем это в упрощенном варианте. Упрощения касаются следующих моментов: пренебрегаем потерями энергии в гидромашинах (утечками, трением) и в гидролиниях, кроме сопротивления дросселя; полагаем, что дроссель имеет квадратичное сопротивление, и тогда можно воспользоваться известной из гидромеханики формулой

$$Q_д = \mu f \sqrt{2\Delta p_д / \rho} = C f \sqrt{\Delta p_д},$$

где $\mu$ – коэффициент расхода, $f$ – площадь отверстия в дросселе, которая в процессе регулирования может принимать различные значения; $\Delta p_д$ – перепад давления на дросселе при протекании через него расхода $Q_д$; $\rho$ – плотность жидкости; $C = \mu\sqrt{2/\rho}$ – некоторая константа; при давлении $p_к$, которое определяется настройкой клапана, он открывается и может пропускать любой расход жидкости. В этом случае исходная система уравнений для расчета рассматриваемого примера имеет следующий вид:

баланс расходов (в предположении, что клапан *4* закрыт)

$$Q_1 = Q_2 + Q_д,$$

где $Q_1$ – подача насоса, $Q_2$ – расход гидродвигателя, $Q_д$ – расход жидкости, протекающей через дроссель;

баланс энергий (выражен через давления)

$$\Delta p_2 = \Delta p_д = (Q_д / C f)^2.$$

Связь между величинами, характеризующими гидравлическую и механическую энергию, устанавливается на основании уравнения (14.19), т. е.

$$\omega_2 = 2\pi Q_2 / V_{02} \quad \text{и} \quad M_2 = (V_{02}/2\pi)\Delta p_2.$$

Чтобы придать нагрузочной характеристике более общий вид, представим ее в безразмерной форме

$$\bar{\omega}_2 = 1 - \bar{f}\sqrt{\bar{M}_2},$$

где $\bar{\omega}_2 = \omega_2 / \omega_{2max}$ – безразмерная угловая скорость; $\omega_{2max} = 2\pi Q_1 / V_{02}$ – максимально возможная угловая скорость вращения вала гидродвигателя; $\bar{M}_2 = M_2 / M_{2max}$ – безразмерный момент; $M_{2max} = (V_{02} / 2\pi)\, p_к$ – максимально возможный момент на валу гидродвигателя, который возникает при давлении $p_к$, определяемом настройкой предохранительного клапана; $\bar{f} = f / f_x$ – безразмерная площадь; $f_x = Q_1/(C\sqrt{p_к})$ – некоторая характерная площадь отверстия в дросселе, при которой весь расход, подаваемый насосом, протекает через него при давлении $p_к$.

Графики нагрузочных характеристик гидропередачи в безразмерной форме приведены на рис. 14.21, *б* для нескольких значений безразмерной площади $\bar{f}$. Поскольку в рассматриваемом случае при указанных ранее допущениях давление, создаваемое насосом, и давление на гидродвигателе одинаковы, то приведенные характеристики одновременно являются и графиками КПД гидропередачи при параллельном включении дросселя.

На рис. 14.22, *а* показана схема передачи с гидроцилиндром *2* в качестве гидродвигателя, скорость $v$ перемещения штока которого может изменяться с помощью регулируемого дросселя *3*. В отличие от предыдущего примера дроссель установлен последовательно с гидродвигателем. На рис. 14.22, *а* показан один из возможных вариантов установки дросселя – на линии слива. Но встречаются и

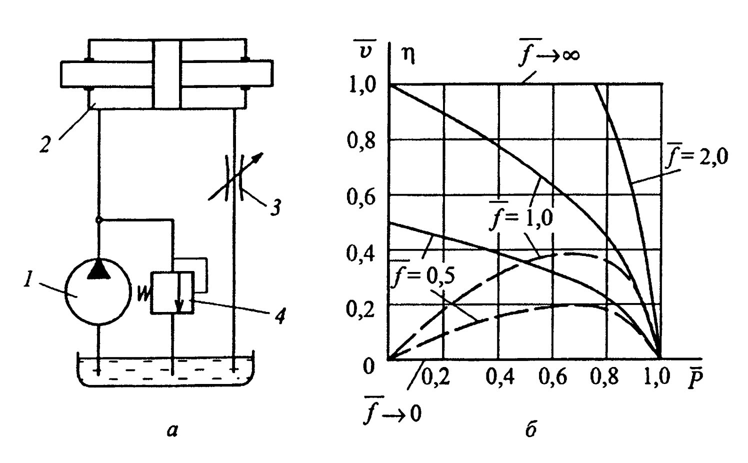



**Рис. 14.22.** Схема и характеристики гидропередачи с регулируемым дросселем, установленным последовательно с гидродвигателем

другие варианты, когда дроссель устанавливают либо на напорной линии, либо два дросселя одновременно на обеих линиях. Последний вариант в конструктивном плане обычно представляет собой распределительный золотник, в котором поток жидкости дросселируется на входной и выходной кромках золотника. С точки зрения гидравлического расчета передачи место установки дросселя в гидросистеме не принципиально. Особенность такой установки дросселя состоит в том, что регулирование скорости наступает лишь тогда, когда срабатывает клапан *4*, который в этом случае является переливным. До тех пор пока давление за насосом будет меньше давления настройки клапана $p_к$, вся его подача $Q_1$ поступает в гидроцилиндр и его шток движется с постоянной и максимально возможной скоростью $v_{max} = Q_1 / F_а$, где $F_а$ – активная площадь поршня (площадь поршня за вычетом площади штока).

При тех же допущениях, которые были указаны в предыдущем случае, а также предполагая, что переливной клапан поддерживает постоянное давление $p_к$ за насосом, получаем следующую систему уравнений:
баланс расходов

$$Q_1 = Q_2 + Q_к,$$

где $Q_к$ – перетекаемый через клапан расход жидкости, причем расходы через дроссель $Q_д$ и через гидродвигатель $Q_2$ равны между собой;
баланс энергий

$$p_к = \Delta p_2 + \Delta p_д,$$

где $\Delta p_д = (Q_2/Cf)^2$ – перепад давления на дросселе.

Связь между величинами, характеризующими энергию потока жидкости и механическую энергию при поступательном движении – линейной скоростью $v$ и усилием на штоке $P$, – устанавливается из достаточно очевидных соотношений $v = Q_2 / F_а$ и $P = F_а \Delta p_2$. Из сравнения приведенных соотношений с уравнением (14.19) устанавливается полная аналогия лишь с той разницей, что для гидродвигателя вращательного движения в указанных соотношениях присутствует рабочий объем $V_0$, а для гидроцилиндра – активная площадь $F_а$.

Приводим по аналогии с предыдущим примером величины линейной скорости $v$ и усилия на штоке $P$ к безразмерному виду:

$$\bar{v} = v/v_{max} \text{ и } \bar{P} = P/P_{max},$$

где $P_{max} = F_а p_к$ – максимально возможное усилие на штоке, а характерная площадь отверстия в дросселе определяется по тому же выражению, что и в рассмотренном ранее примере. Отсюда получаем следующие уравнения для нагрузочной характеристики:

$$\bar{v} = \bar{f}\sqrt{1 - \bar{P}}$$

и для КПД передачи

$$\eta = \bar{f}\bar{P}\sqrt{1 - \bar{P}}.$$

Графики, построенные в соответствии с этими уравнениями, показаны на рис. 14.22, *б*.

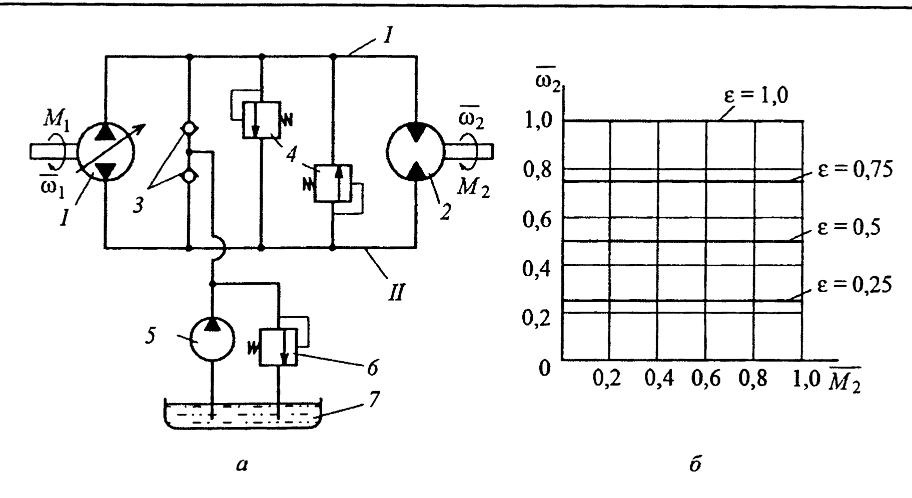



**Рис. 14.23.** Схема и характеристики гидропередачи с объемным регулированием

На рис. 14.23 показана гидравлическая схема гидропередачи с объемным регулированием и замкнутой циркуляцией жидкости. Регулируемый насос *1* подает жидкость, например в линию I, и тогда линия II является сливной, а вал нерегулируемого гидромотора *2* вращается в каком-то определенном направлении. При реверсировании подачи насоса указанные линии меняются между собой, т. е. теперь линия I становится сливной, а линия II – напорной, и вал гидромотора вращается в противоположном направлении. Для защиты гидролиний от чрезмерно высокого давления на каждой из них установлен свой предохранительный клапан *4*, который перепускает жидкость из одной магистрали в другую. Из-за возможности утечек жидкости в гидромашинах и других гидравлических элементах, которые собираются в баке *7*, существует опасность разрыва сплошности потока в замкнутой гидравлической системе гидропередачи. Чтобы устранить это, предусмотрена специальная система подпитки. Она состоит из нерегулируемого насоса *5* небольшой производительности, давление за которым поддерживается примерно постоянным переливным клапаном *6*. Подпитка всегда осуществляется в линию с низким давлением – в линию слива. Для этого в гидросистеме установлены два подпиточных клапана *3*. Если, например, линия I является напорной, то подпитка осуществляется через нижний обратный клапан в линию II, в которой поддерживается определенный уровень давления, исключающий в том числе и возможность возникновения кавитации в самом насосе.

При тех же самых упрощениях, которые были сделаны при рассмотрении двух предыдущих примеров гидропередач с дроссельным регулированием (см. рис. 14.21 и 14.22), нагрузочные характеристики для передачи с объемным регулированием находятся из достаточно простых и очевидных соотношений. Жидкость от регулируемого насоса *1* в количестве, которое определяется уравнением (14.20), $Q_1 = V_{01}\, n_1\, \varepsilon$, поступает в гидромотор *2* и, следовательно, его частота вращения будет $n_2 = n_1(V_{01}/V_{02})\, \varepsilon$. Переходя к безразмерным величинам, как и в предыдущих примерах, получаем $\bar{n}_2 = \varepsilon$, где $n_{2\max} = n_1(V_{01} / V_{02})$. КПД гидропередачи с объемным регулированием, естественно, при указанных ранее допущениях равен

$\eta_{гп} \approx 1$. Знак «≈» появляется в связи с тем, что при определении КПД гидропередачи следует учитывать мощность, потребляемую подпиточным насосом.

Сравнивая между собой характеристики гидропередач при различных способах их регулирования (см. рис. 14.21, *б*, 14.22, *б* и 14.23, *б*), можно сделать следующие выводы:

– при дроссельном регулировании нагрузочные характеристики имеют вид более или менее круто падающих кривых, в то время как для передачи с объемным регулированием имеет место «жесткая» характеристика – скорость выходного звена не зависит от нагрузки;

– самым высоким КПД обладают гидропередачи с объемным регулированием, затем следуют передачи с дросселем, установленным параллельно гидродвигателю, а потом – передачи с дросселем, установленным последовательно.

Гидропередачи с объемным регулированием обладают несколько меньшей динамической жесткостью по сравнению с гидропередачами с дроссельным регулированием. Кроме того, в передачах с объемным регулированием появляются определенные технические трудности, если возникает необходимость охлаждения жидкости, циркулирующей в замкнутой гидросистеме. Гидропередачи с дроссельным регулированием при постоянной подаче насоса $Q = \text{const}$ имеют самые нерациональные энергетические показатели из-за больших потерь энергии, в особенности при малых скоростях движения, но обладают наибольшей простотой. В связи с этим целесообразно использовать насос с переменной подачей, позволяющий существенно улучшать энергетические показатели указанной гидропередачи с дроссельным регулированием. При этом изменение подачи насоса осуществляется специальной системой по заданному закону в функции от внешних сигналов, или по сигналу изменения давления подачи насоса, или по нескольким сигналам. Следует отметить также целесообразность применения гидропередачи с дроссельным регулированием с дросселями, установленными последовательно по одному в каждой магистрали, соединяющей насос переменной подачи с гидродвигателем (в прямой и обратных ветвях). Такая схема гидропередачи позволяет повышать ее динамическую жесткость и улучшать другие ее характеристики.

Глава 15

# АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

## 15.1. Типы и характеристики систем автоматического регулирования теплоэнергетических установок

Автоматизация работы теплоэнергетических установок ведется в следующих направлениях: контроль за работой установки, автоматические пуск и остановка, защита от аварийных режимов, автоматическое управление и регулирование. При автоматическом управлении работой теплоэнергетической установки человек задает требуемую программу управления или регулирования (в простых случаях, характерных для теплоэнергетики, – настройку), которую должна выполнить система управления (регулирования) в условиях изменения внешних воздействий.

Системой автоматического управления или регулирования (САУ или САР называется совокупность связанных элементов – теплоэнергетической установки как объекта управления (ОУ) или регулирования (ОР) и регулятора (Р), – при взаимодействии которых обеспечивается выполнение заданной управляющим устройством (УУ) программы управления. В теории автоматического регулирования принято представлять системы регулирования в виде функциональных схем, на которых элементы системы изображаются прямоугольниками, а связывающие их физические параметры – стрелками (рис. 15.1 и 15.2). Выходная стрелка (координата) каждого элемента соответствует физическому параметру, характеризующему результат функционирования данного элемента: для объекта регулирования это регулируемая величина $y$, для регулятора – регулирующее воздействие $h$, для управляющего устройства – программа регулирования $u$. Входные стрелки показывают внешние воздействия на данный элемент со стороны других элементов системы и окружающей среды (внешние возмущения $f$). Совокупность объекта регулирования и регулятора представляет собой систему автоматического регулирования, которая совместно с управляющим устройством составляет систему автоматического управления.

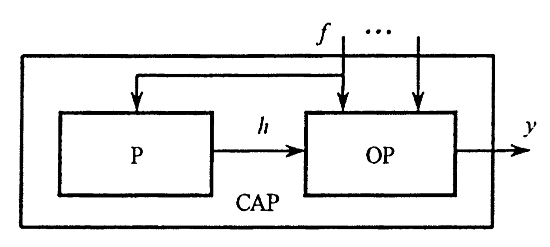


**Рис. 15.1.** Принцип регулирования по возмущению

Режимы работы и характеристики теплоэнергетических установок подразделяются на два типа: статические и динамические. К статическим относятся установившиеся режимы работы, характеризующиеся неизменнос-

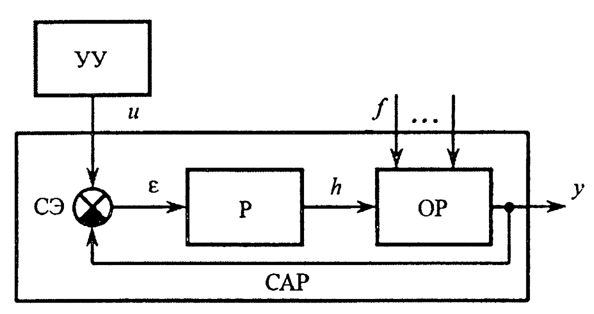



**Рис. 15.2.** Принцип регулирования по отклонению

тью параметров во времени. Статические характеристики представляют собой зависимости между параметрами установки (обычно, выходной координаты от входных) на установившихся режимах, т. е. совокупности установившихся режимов. К динамическим относятся неустановившиеся режимы, переменные во времени. Совокупность неустановившихся режимов показывает изменения параметров во времени, называемые переходными процессами (динамические характеристики).

## Принципы регулирования

Существуют два принципа построения систем регулирования: по возмущению (принцип компенсации возмущений) и отклонению (ошибке регулирования). В соответствии с принципом регулирования по возмущению (см. рис. 15.1) измеряется основное возмущающее воздействие, уводящее ОР с заданного режима, и информация о нем вводится в регулятор. Алгоритм работы и характеристики регулятора заранее подбираются из условия, что регулирующее воздействие скомпенсирует влияние на ОР внешнего возмущения. Принцип регулирования по отклонению (см. рис.15.2) предусматривает определение ошибки регулирования $\varepsilon = u - y$ как отклонения действительного значения регулируемой величины $y$ от требуемого $u$. Для определения ошибки регулирования информация о регулируемой величине подается на сравнивающий элемент (СЭ) регулятора по главной отрицательной обратной связи (линия, соединяющая выход ОР со входом Р). Эта обратная связь является главной, потому что она охватывает всю цепь регулирования (совокупность ОР и Р), и отрицательной, поскольку воздействие регулятора $h$ направлено против изменений, вносимых в ОР внешними возмущениями $f$.

Достоинством принципа регулирования по возмущению является быстродействие САР, так как регулятор сразу реагирует на изменение возмущения (при определении отклонения сказывается инерционность ОР). Однако точность регулирования по возмущению хуже по сравнению с регулированием по отклонению, так как трудно учесть изменения всех возмущающих воздействий, а также характеристик ОР и настроек регулятора.

Основным достоинством принципа регулирования по отклонению является его универсальность. Регулятор реагирует на отклонение регулируемой величины от заданного режима независимо от причин, вызвавших отклонение. Большинство систем регулирования теплоэнергетических установок построено по принципу регулирования по отклонению, преимущества которого подтверждены практикой эксплуатации. Используется также комбинированное регулирование, объединяющее принципы регулирования по отклонению и возмущению и сочетающее быстродействие с высокой точностью.

## Типы САР

По виду программы регулирования системы подразделяют на три группы: стабилизации, программного регулирования и следящие. Системы стабилизации обеспечивают поддержание заданного значения (настройки) регулируемой величины (скорости, давления, температуры и т. д.). Значение настройки САР может изменяться при переходе с режима на режим. Управляющее устройство в таких системах имеет простой вид (рычаг, потенциометр и т. д.). Системы стабилизации наиболее распространены и встречаются практически во всех теплоэнергетических установках. Системы программного регулирования обеспечивают выполнение заранее заданной программы, которая может быть параметрической (изменяется в соответствии с какими-либо параметрами) или временно́й (изменяется с течением времени). Примером параметрической программы является программа изменения подачи топлива в дизель в зависимости от давления наддувочного воздуха. Временные программы – это обычно программы автоматического пуска и остановки теплоэнергетических установок. Следящие системы выполняют программу регулирования, которая формируется непосредственно в процессе работы установки. В теплоэнергетике к таким системам относятся системы дистанционного управления.

Регуляторы теплоэнергетических установок могут содержать несколько функциональных элементов (рис. 15.3). Регулируемая величина измеряется датчиком (Д), состоящим из чувствительного элемента (ЧЭ) и преобразователя датчика (ПрД). На СЭ определяется ошибка регулирования как разность между сигналом программы регулирования (настройки) и выходным сигналом датчика. Для формирования необходимого алгоритма (закона) регулирования в состав регулятора включают преобразователь ошибки регулирования (Пр). Для перемещения регулирующих органов в регуляторе может использоваться отдельное исполнительное устройство (ИУ), называемое также серводвигателем (СД).

Регуляторы теплоэнергетических установок различаются (и классифицируются) по алгоритму (закону) регулирования, конструктивному исполнению, наличию отдельного исполнительного устройства, виду регулирующего воздействия. По конструктивному исполнению регуляторы подразделяются на механические, гидравлические, пневматические, электрические. Причем, наиболее характерны комбинированные конструкции: гидромеханические, электрогидравлические и др.

На теплоэнергетических установках малой мощности обычно применяются регуляторы прямого действия, не содержащие отдельных исполнительных устройств. Усилия, создаваемые чувствительным элементом, достаточны для перемещения регулирующих органов. На рис. 15.4 приведена конструкция регулятора

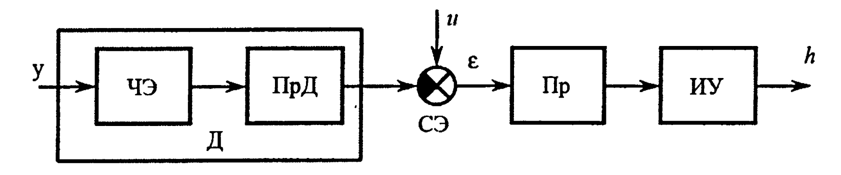



**Рис. 15.3.** Функциональная схема регулятора

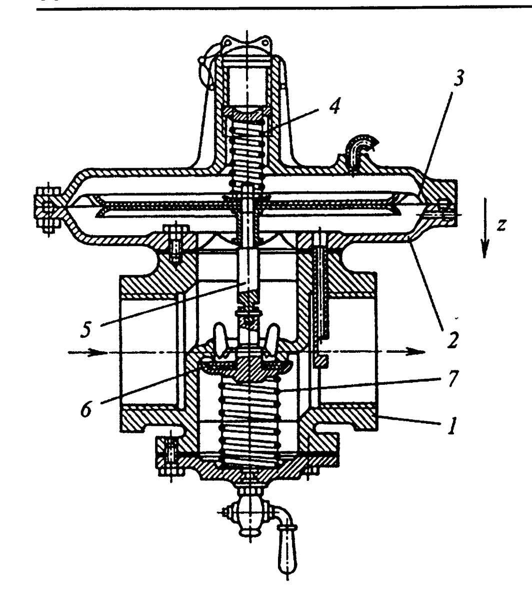



Рис. 15.4. Регулятор давления газа

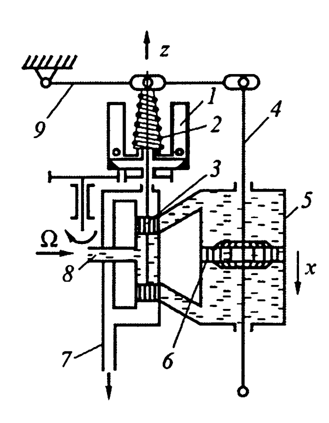



Рис. 15.5. Регулятор частоты вращения

давления газа в ресивере. Регулятор установлен на газовый трубопровод *1*. В корпусе *2* регулятора установлена мембрана *3*, связанная через шток *5* с клапаном *6*. Изменение давления газа в ресивере подается в мембранный узел. Мембрана прогибается и, деформируя пружины *4* и *7*, перемещает клапан, изменяя расход газа в целях поддержания в ресивере постоянного давления. Такие регуляторы обычно представляют собой единый конструктивный узел без отдельных функциональных элементов. Регуляторы прямого действия характеризуются простотой, высокой надежностью, низкой стоимостью. Однако их возможности по формированию сложных законов регулирования ограничены, что в ряде случаев приводит к низкому качеству процессов регулирования.

На теплоэнергетических установках большой мощности, где необходимы значительные усилия для перемещения регулирующих органов, применяются регуляторы непрямого действия, содержащие исполнительное устройство с подводом энергии для его работы. На рис. 15.5 приведена конструкция регулятора частоты вращения вала турбины. Регулятор состоит из чувствительного элемента и гидравлического СД. Чувствительный элемент регулятора частоты вращения, состоящий из грузов *1* и пружины *2*, приводится во вращение от вала турбины. Перемещение муфты ЧЭ передается на золотник *3* СД. При перемещении золотника одна из полостей силового гидроцилиндра *5* соединяется с магистралью *8* высокого давления рабочей жидкости, а другая – с магистралью *7* слива. Под действием перепада давлений поршень *6* движется и перемещает регулирующий орган.

По виду регулирующего воздействия на объект регуляторы подразделяются на два типа: непрерывного действия и дискретные. Регуляторы первого типа вырабатывают регулирующее воздействие непрерывно в процессе работы. Уровень регулирующего воздействия может принимать любое значение из существующего диапазона. Примерами регуляторов непрерывного действия являются регуляторы, приведенные на рис. 15.4 и 15.5.

Регуляторы второго типа характеризуются дискретностью регулирующего воздействия по времени и уровню. К этому типу относятся регуляторы релейные (позиционные), импульсные и с электронным цифровым вычислительным блоком (управляющей ЭВМ). Релейными называются такие регуляторы, у которых регулирующее воздействие постоянно (разного знака) или обращается в нуль. Релейные регуляторы имеют определенную зону нечувствительности. Если регулируемая величина находится в зоне нечувствительности, то регулирующее воздействие неизменно (равно нулю). При выходе регулируемой величины за пределы зоны регулирующее воздействие изменяется ступенчато и противоположно знаку отклонения регулируемой величины. Релейные регуляторы нашли широкое применение, в частности, в холодильных установках для включения компрессорных машин. Позиционные регуляторы отличаются от релейных тем, что регулирующее воздействие имеет несколько уровней (обычно четыре или пять). Позиционные регуляторы встречаются в контурах стабилизации температуры котельных установок, где приводят в действие заслонки изменения подачи газа в горелки. Релейные и позиционные регуляторы отличаются простотой, но не обеспечивают высокой точности регулирования. Импульсные регуляторы вырабатывают импульсное регулирующее воздействие. Регулирующие импульсы модулируются по амплитуде, частоте, скважности или длительности в соответствии с преобразованным сигналом ошибки регулирования. Импульсы постоянного уровня и переменной длительности используются, когда в качестве исполнительных устройств регуляторов применяются электродвигатели переменного тока.

## Теплоэнергетические установки как объекты регулирования

В качестве регулируемых величин ОР теплоэнергетических установок наиболее характерны следующие физические параметры: частота вращения – для поршневой части двигателя внутреннего сгорания, роторной части газотурбинного двигателя, турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя, компрессоров и детандеров криогенной установки; температура – для теплообменников различного типа; давление – для газовых ресиверов и трубопроводов; уровень – для емкостей с жидкостью.

Под действием внешних возмущений происходит нарушение установившихся режимов работы ОР теплоэнергетических установок. Устойчивостью, или самовыравниванием, объектов называется их способность восстанавливать установившиеся режимы после действия возмущений. Устойчивость ОР теплоэнергетических установок оценивают по их энергетическим или расходным характеристикам. Через ОР теплоэнергетических установок проходят потоки энергии или веществ. При накоплении энергии или массы вещества происходит рост величин физических параметров, при оттоке – их уменьшение. Если характеристики ОР таковы, что при увеличении физического параметра происходит отток энергии или вещества, а при его уменьшении – приток, то изменение параметра под действием свойств объекта будет противоположно первоначальному, и происходит восстановление нарушенного установившегося режима. Такой режим работы является устойчивым, а ОР обладает самовыравниванием (саморегулированием).

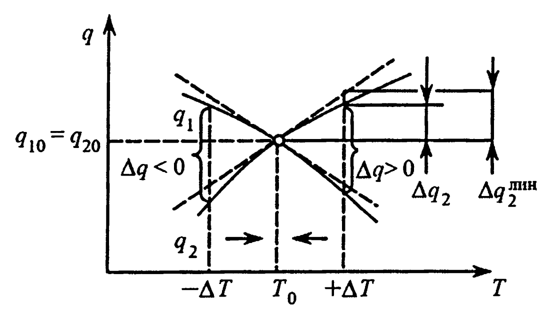



**Рис. 15.6.** Устойчивость ОР

Устойчивость режима ОР характеризуется фактором устойчивости

$$F = \frac{\Delta E}{\Delta y} = \frac{E_2 - E_1}{\Delta y} \quad \text{или} \; F = \frac{\Delta G}{\Delta y} = \frac{G_2 - G_1}{\Delta y},$$

где $E_2$ и $G_2$ – поток энергии или массы вещества, отводимый из ОР; $E_1$ и $G_1$ – поток энергии или массы, подводимый к ОР.

На устойчивых режимах $F > 0$, на неустойчивых $F < 0$.

В качестве примера рассмотрим устойчивость холодильной камеры как объекта регулирования по температуре. На рис. 15.6 приведены зависимости тепловых потоков – подводимого $q_1$ и отводимого $q_2$ – от температуры воздуха $T$ в камере. На установившемся режиме работы $T_0$ тепловые потоки равны ($q_{10} = q_{20}$). При увеличении температуры ($+\Delta T$) отводимый поток больше подводимого ($\Delta q = q_2 - q_1 > 0$), в результате чего будет происходить отток теплоты из камеры и снижение температуры, т. е. восстановление установившегося режима. При уменьшении температуры ($-\Delta T$) подводится больше теплоты, чем отводится ($\Delta q = q_2 - q_1 < 0$), и установившийся режим также восстанавливается. Данный режим работы ОР устойчивый, фактор устойчивости $F = \Delta q / \Delta T > 0$.

Неустойчивые ОР не могут работать без регуляторов. В своем большинстве ОР теплоэнергетических установок являются устойчивыми (в ряде случаев среди режимов работы установки могут быть как устойчивые, так и неустойчивые). Однако и устойчивые объекты часто оснащаются регуляторами, поскольку отклонения физических параметров и время установления режимов при саморегулировании значительно превышают допустимые по техническим требованиям значения.

## Математическое описание и динамические характеристики САР

Для расчета динамических характеристик элементов САР и системы в целом необходимо их математическое описание. Наибольшее распространение получила линейная теория, в рамках которой математическое описание САР имеет вид линейных дифференциальных уравнений и передаточных функций. Линейная форма математического описания САР получается в результате использования принципа линеаризации, который заключается в разложении нелинейных функциональных зависимостей в ряд Тейлора и оставлении линейной части ряда. Так, например,

для функциональной зависимости теплового потока от двух температур $q_2(T_2, T)$ линейная часть ряда Тейлора имеет вид

$$q_2 = q_{20} + [\partial q_2/\partial T_2]_0\, \Delta T_2 + [\partial q_2/\partial T]_0\, \Delta T + ...,$$

где нулевым индексом обозначен установившийся режим. Графически линеаризация означает замену нелинейных характеристик касательными (штриховые линии, см. рис. 15.6). Линеаризованное выражение фактора устойчивости для рассмотренного примера имеет вид $F = [\partial q_2/\partial T - \partial q_1/\partial T]_0$ .

## Математическое описание элементов САР

Для описания элементов САР в теории регулирования используют дифференциальные уравнения в стандартной форме. Стандартная форма записи дифференциальных уравнений элементов САР представляет собой формализацию физических процессов, происходящих в теплоэнергетических установках, и необходима для применения общих закономерностей и методов теории управления и регулирования как единой науки о процессах управления.

Метод получения дифференциального уравнения элемента САР в стандартной форме предусматривает следующие этапы преобразований:

1) запись исходного уравнения, описывающего физическую природу явлений, происходящих в рассматриваемом устройстве или процессе. Обычно для элементов САР теплоэнергетических установок в качестве исходных используют уравнения динамического баланса физических величин в механике, теплообмене, гидрогазодинамике, электродинамике и т. д.;

2) переход в линейных членах уравнения к отклонениям физических величин и линеаризация нелинейных членов уравнения;

3) сокращение членов уравнения, составляющих статический баланс на исходном установившемся режиме. Перенос всех членов уравнения, содержащих выходную координату, в левую часть уравнения и всех членов, содержащих входные воздействия, – в правую часть уравнения;

4) введение безразмерных относительных координат (сигналов) физических величин в виде отношения их отклонений к значениям на исходном установившемся режиме. Безразмерные координаты дают возможность соединять отдельные элементы САР в единую схему информационного типа, в которой все физические величины рассматриваются как одинаковые координаты, или сигналы. Входные сигналы, проходя через каждый элемент системы, преобразуются в выходной сигнал;

5) запись дифференциального уравнения элемента в стандартной форме путем деления всех членов уравнения на коэффициент при одной из безразмерных координат, обычно – на коэффициент при выходной координате. В уравнении стандартной формы коэффициенты при производных обозначаются буквой $T$ в степени, соответствующей порядку производной, и называются постоянными времени (в секундах). Постоянные времени характеризуют инерционные и замедляющие свойства элементов САР. Коэффициенты при входных воздействиях, обозначаемые буквой $k$, называются коэффициентами передачи (усиления) и обычно являются безразмерными. Коэффициенты передачи показывают отношения изменения выходного сигнала к изменению каждого входного сигнала на конечном режиме переходного процесса.

Для характеристики преобразований сигналов в элементах САР используется понятие передаточной функции. Для получения соотношений между выходными и входными сигналами из дифференциальных уравнений элементов САР применяется преобразование Лапласа. Передаточной функцией называется отношение изображений по Лапласу выходной и соответствующей входной координат при нулевых начальных условиях и неизменных остальных входных воздействиях. У каждого элемента САР может быть несколько передаточных функций – по числу входных воздействий. Использование понятия передаточной функции позволяет изображать САР в виде структурных схем, на которых элементы САР показаны в виде их передаточных функций, дающих полную информацию о преобразовании сигналов по цепи регулирования.

Рассмотрим характерные примеры получения математического описания теплоэнергетических установок как объектов регулирования и регуляторов, применяемых в САР этих установок.

***Дизель как объект регулирования по частоте вращения (угловой скорости Ω).*** Исходным является уравнение вращения вала двигателя

$$I\frac{d\Omega}{dt} = M_д - M_с,$$

где $I$ – приведенный момент инерции вала установки, учитывающий инерционные свойства самого двигателя и потребителя энергии; $M_д$ – крутящий момент двигателя; $M_с$ – момент сопротивления нагрузки (потребителя).

Крутящий момент дизеля зависит от положения регулирующего органа подачи топлива $h$ и угловой скорости:

$$M_д = M_д(h, \Omega).$$

Момент сопротивления зависит от настройки потребителя (нагрузки) $N$ и угловой скорости:

$$M_с = M_с(N, \Omega).$$

После разложения нелинейных функциональных зависимостей в линейную часть ряда Тейлора и перехода в линейных членах уравнения к отклонениям физических параметров исходное уравнение получает вид

$$I\frac{d(\Omega_0 + \Delta\Omega)}{dt} = M_{д0} + \left(\frac{\partial M_д}{\partial h}\right)_0 \Delta h + \left(\frac{\partial M_д}{\partial \Omega}\right)_0 \Delta\Omega - M_{с0} - \left(\frac{\partial M_с}{\partial N}\right)_0 \Delta N - \left(\frac{\partial M_с}{\partial \Omega}\right)_0 \Delta\Omega.$$

На установившемся режиме $M_{д0} = M_{с0}$. Все члены уравнения, содержащие выходную координату $\Delta\Omega$, переносятся в левую часть уравнения, в правой части группируются члены уравнения, содержащие входные координаты – $\Delta h$ и $\Delta N$ ; и тогда

$$I\frac{d\Delta\Omega}{dt} + \left(\frac{\partial M_с}{\partial \Omega} - \frac{\partial M_д}{\partial \Omega}\right)_0 \Delta\Omega = \left(\frac{\partial M_д}{\partial h}\right)_0 \Delta h - \left(\frac{\partial M_с}{\partial N}\right)_0 \Delta N.$$

В левой части уравнения коэффициент перед $\Delta\Omega$ представляет собой линеаризованное выражение фактора устойчивости двигателя

$$F=\left(\frac{\partial M_{\text{с}}}{\partial\Omega}-\frac{\partial M_{\text{д}}}{\partial\Omega}\right)_0.$$

Далее вводятся безразмерные относительные координаты физических параметров в виде отношения их отклонений и значений на установившемся режиме:

$$y=\Delta\Omega\,/\,\Omega_0,\quad æ=\Delta h\,/\,h_0,\ f=\Delta N\,/\,N_0.$$

Для перехода к безразмерным координатам каждый член уравнения делится и умножается на соответствующее значение физического параметра на установившемся режиме:

$$I\Omega_0\frac{dy}{dt}+F\,\Omega_0 y=\left(\frac{\partial M_{\text{д}}}{\partial h}\right)_0 h_0æ-\left(\frac{\partial M_{\text{с}}}{\partial N}\right)_0 N_0 f.$$

К стандартной форме записи дифференциального уравнения переходят путем деления всех членов на коэффициент при выходной координате $y$:

$$T_0\frac{dy}{dt}+y=k_{01}æ-k_{02}f. \tag{15.1}$$

Здесь $T_0=I\,/\,F$ – постоянная времени двигателя как ОР по угловой скорости, с; она характеризует инерционные свойства двигателя, так как в выражение $T_0$ входит момент инерции вала $I$.

$$k_{01}=\frac{(\partial M_{\text{д}}/\partial h)_0\,h_0}{F\,\Omega_0}\quad\text{и}\quad k_{02}=\frac{(\partial M_{\text{с}}/\partial N\,)_0\,N_0}{F\,\Omega_0}$$

– коэффициенты передачи двигателя по положению регулирующего органа и нагрузке. На установившемся режиме при неизменных координатах дифференциальное уравнение переходит в алгебраическое:

$$y=k_{01}æ-\ k_{02}f. \tag{15.2}$$

В линейной теории справедлив принцип суперпозиции, в соответствии с которым можно рассматривать влияние на выходной сигнал каждого из входных сигналов в отдельности. Из уравнения (15.2) видно, что каждый коэффициент передачи показывает отношение изменения выходного сигнала к соответствующему входному сигналу на установившемся режиме, например $k_{01}=y\,/æ$.

Для получения передаточных функций дизеля запишем уравнение (15.1) в изображениях по Лапласу при нулевых начальных условиях:

$$T_0pL[y]+L[y]=\ k_{01}L[æ]-\ k_{02}L[f\,], \tag{15.3}$$

где $p$ – комплексная переменная преобразования Лапласа. Отсюда

$$L[y] = \frac{k_{01}}{T_0 p + 1} L[æ] - \frac{k_{02}}{T_0 p + 1} L[f],$$

или

$$L[y] = W_1(p)L[æ] + W_2(p)L[f].$$

Выражения перед изображениями входных координат являются передаточными функциями и характеризуют преобразования входных сигналов при прохождении через дизель как элемент САР. Передаточные функции дизеля как отношения изображений по Лапласу выходной и соответствующих входных координат при нулевых начальных условиях:

$$W_1(p) = \frac{L[y]}{L[æ]} = \frac{k_{01}}{T_0 p + 1}; \quad W_2(p) = \frac{L[y]}{L[f]} = \frac{-k_{02}}{T_0 p + 1}.$$

Выражения для передаточных функций могут быть получены из операторной формы дифференциального уравнения (оператор дифференцирования $p = d/dt$) как отношения выходного и входного сигналов. Операторная форма уравнения полностью совпадает с уравнением в изображениях (уравнение (15.3) для рассматриваемого примера), где вместо изображений стоят сами сигналы:

$$Tpy + y = k_{01}æ - k_{02}f.$$

В структурной схеме дизеля, приведенной на рис. 15.7, изменения входных сигналов происходят в соответствии со своими передаточными функциями, а результаты преобразований в виде выходных сигналов складываются по принципу суперпозиции. Таким образом, дизель как элемент САР на структурной схеме представляется в виде совокупности двух звеньев с передаточными функциями, показывающими, как влияют изменения регулирующего органа топливоотдачи и нагрузки на угловую скорость.

***Мембранный регулятор давления газа прямого действия*** (см. рис. 15.4). В качестве исходного уравнения для описания перемещения $z$ штока мембраны под действием сил используется уравнение второго закона Ньютона:

$$m\frac{d^2z}{dt^2} = F_г - F_у - F_с = Sp_г - bz - \vartheta\frac{dz}{dt}.$$

Масса $m$ состоит из массы штока и клапана, а также из части массы мембраны и пружин. В правой части уравнения учтены силы давления газа $F_г$, упругости пружин регулятора $F_y$ и сопротивления $F_с$, включая силу гидравлического трения. Силой тяжести обычно пренебрегают из-за ее малости. Не учитывается также сила сухого трения из-за невозможности ее линеаризации. При этом предполагается, что механизмы должны работать в условиях достаточного смазывания. Сила давления газа определяется как произведение рабочей площади мембраны $S$ на избыточное давление газа $p_г$. Сила

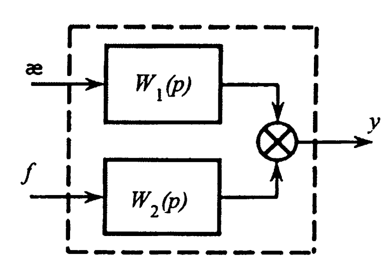


**Рис. 15.7.** Структурная схема ОР

упругости равна произведению суммарной жесткости пружин регулятора $b$ на деформацию пружин, равную перемещению штока $z$. Сила сопротивления движению пропорциональна скорости, коэффициент пропорциональности $\vartheta$ подобен коэффициенту гидравлического трения.

Все члены уравнения движения являются линейными. Переходим к записи физических параметров в отклонениях:

$$z = z_0 + \Delta z, \quad p_г = p_{г0} + \Delta p_г.$$

Здесь $z_0$ и $p_{г0}$ – значения предварительной деформации пружин регулятора и давления газа на исходном установившемся режиме. Уравнение движения в отклонениях

$$m\frac{d^2\Delta z}{dt^2} = Sp_{г0} + S\Delta p_г - bz_0 - b\Delta z - \vartheta\frac{d\Delta z}{dt}.$$

На исходном установившемся режиме силы давления газа и предварительной деформации пружин равны $Sp_{г0} = bz_0$. После переноса членов, содержащих выходную величину $\Delta z$, в левую часть уравнения получим

$$m\frac{d^2\Delta z}{dt^2} + \vartheta\frac{d\Delta z}{dt} + b\Delta z = S\Delta p_г.$$

В результате перехода к безразмерным относительным координатам $\eta = \Delta z / z_0$, $y = \Delta p_г / p_{г0}$ и деления всех членов уравнения на коэффициент перед выходной величиной $\Delta z$, получаем дифференциальное уравнение регулятора в стандартной форме

$$T^2\frac{d^2\eta}{dt^2} + 2\xi T\frac{d\eta}{dt} + \eta = ky, \qquad (15.4)$$

где $T = \sqrt{m/b}$ – постоянная времени регулятора, с; $\xi = \vartheta / (2\sqrt{mb})$ – коэффициент демпфирования, показывающий соотношение между силами сопротивления движению и движущими силами и характеризующий потери энергии в процессе движения; $k = Sp_{г0} / (bz_0)$ – коэффициент передачи регулятора по давлению газа.

Из операторной формы записи уравнения

$$T^2p^2\eta + 2\xi Tp\eta + \eta = ky$$

определяем передаточную функцию регулятора

$$W(p) = \frac{k}{T^2p^2 + 2\xi Tp + 1}.$$

***Гидравлический серводвигатель регулятора непрямого действия*** (см. рис. 15.5). Процесс перемещения $x$ поршня СД включает две фазы: разгон (торможение) и движение с постоянной скоростью. Сила давления рабочей жидкости на поршень значительно превосходит все остальные действующие в СД силы, поэтому силами тяжести и инерции пренебрегают и считают, что разгон и торможение поршня происходят практически мгновенно при перемещении золотника. Движе-

ние с постоянной скоростью обусловлено тем, что в каналах золотника устанавливается режим течения рабочей жидкости с постоянной скоростью. Поэтому и движение поршня происходит с постоянной скоростью и описывается уравнением равенства расходов рабочей жидкости в каналах золотника и в силовом гидроцилиндре (условие неразрывности потока):

$$S_п \frac{dx}{dt} = \mu S_к v,$$

где $S_п$ и $S_к$ – площади поршня (силового цилиндра) и поперечного сечения открытой части каналов золотника; $\mu$ – коэффициент расхода; $v$ – скорость течения рабочей жидкости в каналах золотника.

При переходе к отклонениям исходное уравнение запишется в виде

$$S_п \frac{d\Delta x}{dt} = \Delta(\mu S_к) v.$$

Изменение эффективной площади открытия каналов золотника в линейной форме пропорционально перемещению золотника $\Delta z$:

$$\Delta(\mu S_к) = \frac{d(\mu S_к)}{dz} \Delta z.$$

После введения безразмерных относительных координат перемещений поршня и золотника $æ = \Delta x / x_0$, $\eta = \Delta z / z_0$ получаем стандартную форму записи дифференциального уравнения гидравлического серводвигателя:

$$T_с \, dæ/dt = \eta \quad \text{или} \quad dæ/dt = k_с \eta, \qquad (15.5)$$

где $T_с = S_п x_0 / [v z_0 d(\mu S_к) / dz]$ – постоянная времени, с; $k_с = 1/T_с$ – коэффициент передачи серводвигателя, $с^{-1}$.

Из операторной формы записи дифференциального уравнения СД $pæ = k_с \eta$ получаем выражение передаточной функции $W(p) = k_с / p$.

Математическое описание элементов САР обычно приводит к одному из типовых звеньев, описываемых стандартным уравнением. Типовые звенья, их математическое описание и примеры устройств из САР теплоэнергетических установок приведены в табл. 15.1.

## Динамические характеристики элементов САР

Для описания динамических свойств элементов САР рассматривают их динамические характеристики. Неустановившиеся режимы возникают в элементах САР при изменении внешних воздействий. Для того чтобы иметь возможность сравнения динамических характеристик различных устройств, используют типовые возмущающие воздействия (рис. 15.8), к которым относятся: ступенчатое (скачок), импульсное, гармоническое и др.

*Таблица 15.1*

| Тип звена | Математическое описание | Пример | Переходная функция | Частотные характеристики |
|---|---|---|---|---|
| Позиционные звенья | | | | |
| Безынерционное | $y = kx$<br>$W(p) = k$ | | | |
| Апериодическое звено первого порядка | $T\frac{dy}{dt} + y = kx$<br>$W(p) = \frac{k}{Tp + 1}$ | ДВС, газовая турбина, компрессор, газовый ресивер | Рис. 15.9 | |
| Звено второго порядка:<br>– апериодическое, $\xi \geq 1$;<br>– колебательное, $0 < \xi < 1$;<br>– консервативное, $\xi = 0$. | $T^2\frac{d^2y}{dt^2} + 2\xi T\frac{dy}{dt} + y = kx$<br>$W(p) = \frac{k}{T^2p^2 + 2\xi Tp + 1}$ | Мембранный регулятор давления (см. рис. 15.4), механический чувствительный элемент регулятора частоты вращения ГТУ (см. рис. 15.5) | | |

*Окончание табл. 15.1*

| Тип звена | Математическое описание | Пример | Переходная функция | Частотные характеристики |
|---|---|---|---|---|
| | | **Интегрирующие звенья** | | |
| Идеальное интегрирующее ($m = 0$) | $y = k\int_0^t xdt$, *или* $\frac{dy}{dt} = kx$; $W(p) = \frac{k}{p}$ | Гидравлический серводвигатель регулятора непрямого действия (рис.15.5), $m$ - масса поршня | y, kt, 0, t | A, 0, ω; φ, 0, −π/2, ω |
| Интегрирующее с замедлением ($m = 0$) | $T\frac{dy}{dt} + y = k\int_0^t xdt$; $W(p) = \frac{k}{(Tp+1)p}$ | | y, kt, T, t | A, 0, ω; φ, 0, −π/2, −π, ω |
| Изодромное (ПИ-звено) | $y = kx + k_1\int_0^t xdt$; $W(p) = k + k_1/p$ | F = x, y | y, k, 0, t | A, k, 0, ω; φ, 0, −π/2, ω |
| | | **Дифференцирующие звенья** | | |
| Идеальное дифференцирующее | $y = k\frac{dx}{dt}$; $W(p) = kp$ | Тахогенератор - датчик частоты вращения | y, 0, t | A, 0, ω; φ, π/2, 0, ω |
| Дифференцирующее с замедлением | $T\frac{dy}{dt} + y = k\frac{dx}{dt}$; $W(p) = \frac{kp}{Tp+1}$ | x, y | y, k/T, 0, t | A, k/T, 0, ω; φ, π/2, 0, ω |

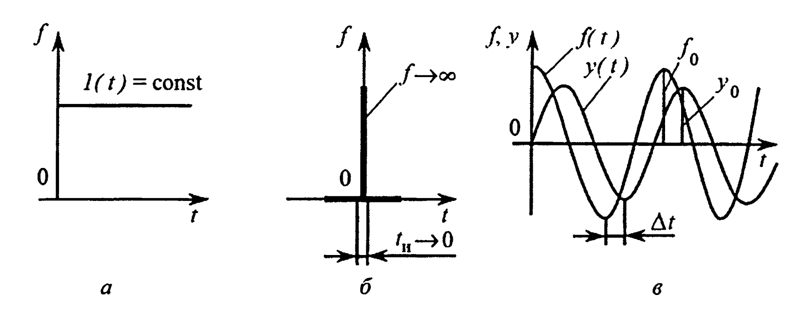



**Рис. 15.8.** Типовые возмущающие воздействия

Ступенчатое воздействие (рис. 15.8, *а*) представляет собой мгновенное изменение возмущения на определенную величину, которая впоследствии остается постоянной. Наиболее стандартным является единичное ступенчатое воздействие $f(t) = 1(t)$, что в относительных координатах часто соответствует максимальному изменению воздействия. В качестве стандартного импульсного воздействия (рис. 15.8, *б*) рассматривают единичный импульс, или дельта-функцию $f(t) = \delta(t)$. Дельта-функция представляет собой бесконечно высокий $f(t) \to \infty$ и бесконечно узкий (мгновенный) импульс $t_и \to \infty$ единичной площади. На рис. 15.8, *в* показано гармоническое воздействие в виде косинусоидального изменения возмущения $f(t) = f_0 \cos\omega t$. При гармоническом воздействии рассматривается прохождение вынужденных колебаний через элемент САР при различных частотах колебаний ω.

В результате реакции на ступенчатое и импульсное воздействия в элементе САР возникают переходные процессы (временны́е динамические характеристики). Реакция на единичное ступенчатое воздействие называется переходной функцией и обозначается $h(t)$, реакция на единичный импульс – весовой функцией $w(t)$. В результате гармонического воздействия на выходе элемента САР возникают вынужденные колебания той же частоты ω, но с другой амплитудой и сдвигом фаз относительно входных колебаний (см. рис. 15.8, *в*).

Частотные характеристики показывают изменение параметров колебаний при различных частотах ω гармонического воздействия. Различают следующие типы частотных характеристик: амплитудно-фазовую (АФЧХ) $Y(i\omega)$, вещественную $U(\omega)$, мнимую $V(\omega)$, амплитудную (АЧХ) $A(\omega)$ и фазовую (ФЧХ) $\varphi(\omega)$. В ряде методов теории регулирования используются логарифмические частотные характеристики – амплитудная (ЛАХ) и фазовая (ЛФХ). Физический смысл имеют амплитудная и фазовая частотные характеристики. АЧХ дает зависимость отношения амплитуд выходного и входного сигналов от частоты $A(\omega) = y_0 / f_0$. Отношение амплитуд берется для получения универсальной характеристики, не зависящей от амплитуды входного сигнала. ФЧХ показывает фазовый сдвиг выходных колебаний относительно входных $\varphi(\omega) = \Delta t\omega$. АФЧХ объединяет все типы частотных характеристик.

В теплоэнергетике часто рассматривают ступенчатое воздействие, соответствующее резкому сбросу или набросу нагрузки, что является наиболее тяжелыми условиями работы теплоэнергетической установки. Анализируются также частотные характеристики, показывающие особенности колебательных режимов работы и позволяющие уточнить динамические свойства установки как ОР.

Рассмотрим получение динамических характеристик на примере дизеля. В уравнении (15.1) правая часть содержит два внешних воздействия. В линейной теории справедлив принцип суперпозиции, в соответствии с которым можно рассматривать каждое воздействие отдельно, а результаты суммировать. Примем, что изменяется положение регулирующего органа топливоотдачи $h$ (относительная координата $æ$) при неизменной нагрузке $N$. При неизменных физических параметрах соответствующие относительные координаты равны нулю $f = 0$ . При единичном ступенчатом воздействии $æ(t) = 1(t)$ неоднородное линейное дифференциальное уравнение (15.1) принимает вид

$$T_0 dy/dt + y = k_{01}. \tag{15.6}$$

Переходная функция как решение неоднородного дифференциального уравнения (15.6) определяется в виде суммы общего решения однородного дифференциального уравнения $y_0$ и частного решения неоднородного уравнения $y_н$, т. е. $y = y_0 + y_н$. Общее решение однородного уравнения можно найти в форме $y_0 = Ce^{st}$, где $C$ – константа интегрирования; $s$ – корень характеристического уравнения $T_0 s + 1 = 0$, откуда $s = -1/T_0$. Частное решение неоднородного уравнения ищется в форме правой части уравнения, т. е. как постоянная величина $y_н = \text{const}$. Подстановка частного решения в уравнение (15.6) дает $y_н = k_{01}$. Таким образом, $y = Ce^{-t/T_0} + k_{01}$. Константу интегрирования находим из начальных условий, которые обычно принимают нулевыми: $t = 0$, $y = 0$. Отсюда $C = -k_{01}$ и выражение для переходной функции как решение дифференциального уравнения (15.6) принимает вид $h(t) = y(t) = k_{01}(1 - e^{-t/T_0})$.

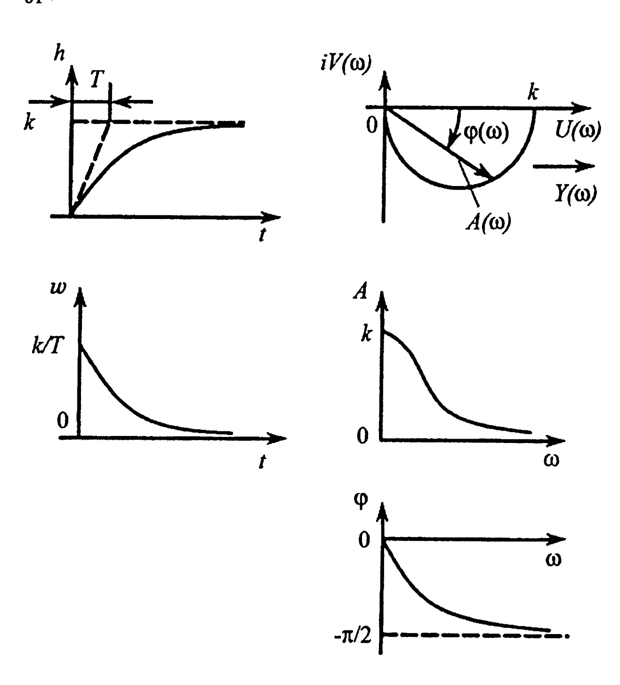



**Рис. 15.9.** Динамические характеристики ОР

Весовая функция определяется дифференцированием выражения для переходной функции: $w(t) = dh/dt + h(+0)\delta(t) = (k_{01}/T_0)e^{-t/T_0}$, так как $h(+0) = 0$. Переходные процессы дизеля приведены на рис. 15.9.

Выражение для АФЧХ получают из передаточной функции путем подстановки $p = i\omega$, где $i$ – мнимая единица:

$$Y(i\omega) = W(p = i\omega) = \frac{k_{01}}{iT_0\omega + 1},$$

или после умножения числителя и знаменателя дроби на выражение, комплексно сопряженное знаменателю:

$$Y(i\omega) = \frac{k_{01} - ik_{01}T_0\omega}{T_0^2\omega^2 + 1}. \tag{15.7}$$

АФЧХ как комплексное выражение может быть изображено в виде вектора на комплексной плоскости (см. рис. 15.9). В декартовых координатах $Y(i\omega) = U(\omega) + iV(\omega)$, в полярных координатах $Y(i\omega) = A(\omega)e^{i\varphi(\omega)}$. В соответствии с выражением (15.7) действительная и мнимая частотные характеристики дизеля

$$U(\omega) = \frac{k_{01}}{T_0^2\omega^2 + 1}, \quad V(\omega) = \frac{-k_{01}T_0\omega}{T_0^2\omega^2 + 1}.$$

АЧХ и ФЧХ определяются через действительную и мнимую:

$$A(\omega) = \sqrt{U^2(\omega) + V^2(\omega)} = \frac{k_{01}}{\sqrt{T_0^2\omega^2 + 1}},$$

$$\varphi(\omega) = \text{arctg}\,[V(\omega)\,/\,U(\omega)] = -\,\text{arctg}\,(T_0\omega).$$

На рис. 15.9 показан вид частотных характеристик дизеля: АФЧХ, АЧХ и ФЧХ. Динамические характеристики типовых звеньев приведены в табл. 15.1.

## Математическое описание и переходные процессы САР

Математическое описание САР в целом получают по математическому описанию ее элементов – дифференциальным уравнениям или по структурной схеме и передаточным функциям. Целью математического описания САР является определение режима работы (состояния) системы в любой момент времени. Существует два типа математического описания САР: в сигналах вход-выход, в пространстве состояний.

При описании системы в сигналах вход-выход математическое описание САР имеет вид дифференциального уравнения, связывающего выходную координату системы $y$ с входными $f$, $u$ (см. рис.15.2), и передаточных функций. Стандартный вид дифференциального уравнения САР:

$$A_n\frac{d^ny}{dt^n} + A_{n-1}\frac{d^{n-1}y}{dt^{n-1}} + \ldots + A_1\frac{dy}{dt} + A_0y = B_m\frac{d^mf}{dt^m} + \ldots + B_0f. \tag{15.8}$$

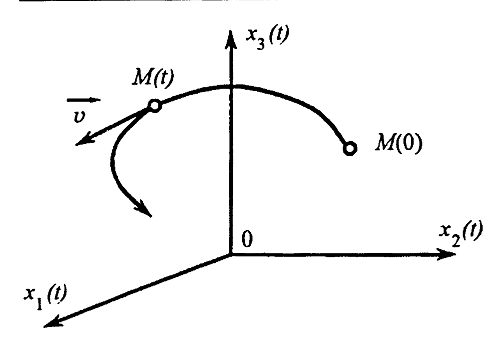



**Рис. 15.10.** Пространство состояний

Режим работы системы в данный момент времени можно также характеризовать набором параметров состояния $x$, образующих пространство состояний САР и являющихся осями координат этого пространства. На рис. 15.10 показано трехмерное пространство состояний, образованное параметрами состояния $x_1$, $x_2$, $x_3$. В качестве одного из параметров состояния САР принимается выходная координата или ошибка регулирования. При таком представлении мгновенное состояние САР изобразится точкой $M$ в пространстве состояний, а процесс изменения состояния системы во времени имеет вид траектории движения изображающей точки. Наряду с пространством состояний, рассматриваются также пространства управлений $u$ и внешних возмущающих воздействий $f$. Конечно-мерное пространство состояний в случае непрерывного времени называется фазовым пространством, а параметры состояния – фазовыми координатами.

Для определения состояний системы в различные моменты времени как точек траектории движения изображающей точки $M(t)$ в пространстве состояний необходимо задать скорость изображающей точки $V$ (см. рис. 15.10). Поэтому математическое описание САР задается в виде совокупности дифференциальных уравнений в форме Коши, записанных для параметров состояния, – уравнений координат скорости изображающей точки:

$$dx_j / dt = F_j(x, f, u), \; j = 1, ..., n. \tag{15.9}$$

В качестве параметров состояния принимаются только те координаты системы, для которых можно записать дифференциальное уравнение первого порядка. Координата САР, связанная с другой координатой алгебраическим уравнением, не является параметром состояния. Напротив, элемент САР, описываемый дифференциальным уравнением выше первого порядка, даст для системы столько параметров состояния, каков порядок его дифференциального уравнения, которое в этом случае представляется в виде совокупности нескольких уравнений первого порядка.

Рассмотрим пример получения математического описания САР теплового двигателя с регулятором непрямого действия. Тепловой двигатель как объект регулирования описывается дифференциальным уравнением (15.1), чувствительный элемент регулятора – уравнением (15.4), гидравлический СД – уравнением (15.5). Система дифференциальных уравнений, образующих САР, имеет вид

$$T_0 \frac{dy}{dt} + y = k_{01}æ - k_{02} f \text{ – для ОР;}$$

$$T^2 \frac{d^2\eta}{dt^2} + 2\xi T \frac{d\eta}{dt} + \eta = -k_1 y + k_2 u \text{ – для ЧЭ;} \tag{15.10}$$

$$\frac{dæ}{dt} = k_c\eta \text{ – для СД.} \qquad (15.10)$$

В правой части уравнения ЧЭ знак минус перед членом уравнения, содержащим выходную координату САР $y$, описывает наличие в САР главной отрицательной обратной связи, второе слагаемое характеризует настройку регулятора $u$ (предварительная деформация пружины грузов ЧЭ, см. рис. 15.5). Структурная схема рассматриваемой САР приведена на рис. 15.11.

Получим математическое описание САР в сигналах вход-выход. Для получения дифференциального уравнения САР используют преобразование исходной системы уравнений в операторной форме:

$$(T_0p + 1)y = k_{01}æ - k_{02}f;$$

$$(T^2p^2 + 2\xi Tp + 1)\eta = -k_1y + k_2u;$$

$$pæ = k_c\eta.$$

Любым алгебраическим методом (подстановкой или методом определителей) систему исходных уравнений сводят к одному уравнению, в левой части которого сгруппированы члены уравнений, содержащие выходную координату САР $y$, в правой – внешние воздействия $f$ и $u$. Для рассматриваемой САР дифференциальное уравнение в операторной форме имеет вид

$$(A_4p^4 + A_3p^3 + A_2p^2 + A_1p + A_0)y = -(B_3p^3 + B_2p^2 + B_1p)f + Cu, \qquad (15.11)$$

где $A_4 = T_0T^2$, $A_3 = 2\xi TT_0 + T^2$, $A_2 = T_0 + 2\xi T$, $A_1 = 1$, $A_0 = k_{01}k_1k_c = K$ – общий коэффициент передачи цепи регулирования;

$$B_3 = k_{02}T^2,\ B_2 = 2\xi Tk_{02},\ B_1 = k_{02},\ C = k_{01}k_2k_c.$$

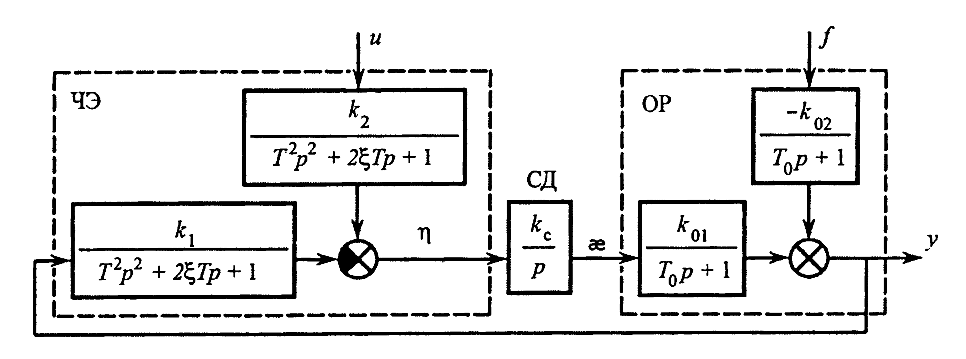



**Рис. 15.11.** Структурная схема САР

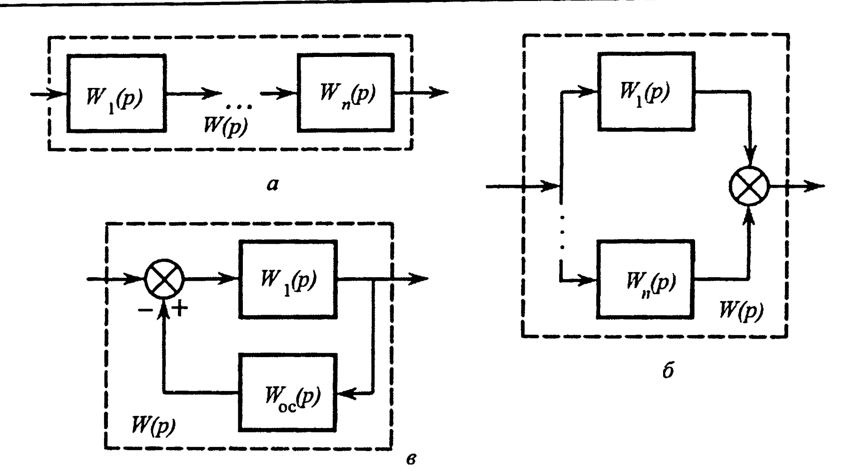



**Рис. 15.12.** Типы соединений звеньев

Передаточные функции САР:

$$W_f(p) = \frac{B_3p^3 + B_2p^2 + B_1p}{A_4p^4 + A_3p^3 + A_2p^2 + A_1p + A_0},$$

$$W_u(p) = \frac{C}{A_4p^4 + A_3p^3 + A_2p^2 + A_1p + A_0}. \qquad (15.12)$$

Передаточные функции САР можно получить также путем сворачивания развернутой структурной схемы САР (см. рис. 15.11), используя следующие структурные преобразования соединений звеньев (рис. 15.12): при последовательном соединении звеньев (рис. 15.12, *а*) их передаточные функции перемножаются: $W(p) = \prod_{j=1}^{n} W_j(p)$; при параллельном соединении (рис. 15.12, *б*) – складываются: $W(p) = \sum_{j=1}^{n} W_j(p)$; при охвате звена обратной связью (рис. 15.12, *в*) эквивалентная передаточная функция имеет вид

$$W(p) = \frac{W_1(p)}{1 \pm W_1(p)W_{ос}(p)}.$$

В знаменателе дроби плюс соответствует отрицательной обратной связи, минус – положительной.

При описании рассматриваемой системы в пространстве состояний параметрами состояния являются: $x_1 = y$, $x_2 = \eta$, $x_3 = d\eta/dt$, $x_4 = æ$. Для ЧЭ получаем два параметра состояния $\eta$ и $d\eta/dt$, поскольку ЧЭ описывается дифференциальным уравнением второго порядка. После разрешения исходных уравнений (15.10) относительно старшей производной САР описывается системой четырех дифференциальных уравнений в форме Коши:

$$\frac{dx_1}{dt} = -\frac{1}{T_0}x_1 + \frac{k_{01}}{T_0}x_4 - \frac{k_{02}}{T_0}f;$$

$$\frac{dx_2}{dt} = x_3;$$

$$\frac{dx_3}{dt} = -2\frac{\xi}{T}x_3 - \frac{1}{T^2}x_2 - \frac{k_1}{T^2}x_1 + \frac{k_2}{T^2}u; \qquad (15.13)$$

$$\frac{dx_4}{dt} = k_c x_2.$$

Математическое описание САР в сигналах вход-выход используют в случаях, когда рассматривается переходный процесс выходной координаты системы или ее частотные характеристики, а также в методах анализа работы системы по ее передаточным функциям. Математическое описание САР в пространстве состояний дает возможность в результате решения системы уравнений получить переходные процессы изменения не только выходной координаты системы, но и всех координат цепи регулирования.

Для построения переходных процессов САР (рис. 15.13) решают дифференциальные уравнения, описывающие систему. Применяются следующие методы решения дифференциальных уравнений: непосредственное решение исходного неоднородного или преобразованного однородного уравнения; использование преобразования Лапласа; решение численными методами на ЭВМ; моделирование процессов на аналоговых вычислительных устройствах.

Решение исходного неоднородного дифференциального уравнения САР (15.8) можно представить в виде

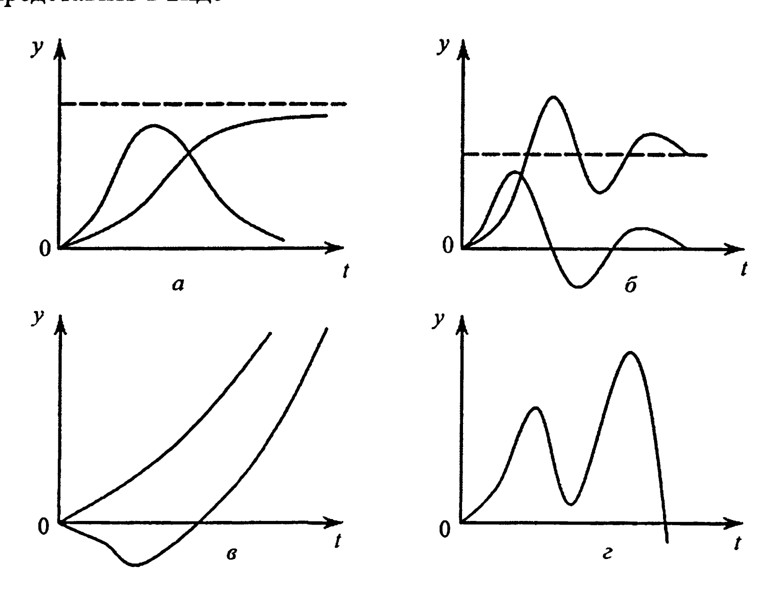



**Рис. 15.13.** Переходные процессы САР

$$y = \sum_{\text{к}=1}^{n} C_{\text{к}} e^{s_{\text{к}} t} + y_{\text{н}}, \qquad (15.14)$$

где $C_{\text{к}}$ – константы интегрирования, определяемые начальными условиями; $s_{\text{к}}$ – корни характеристического уравнения

$$A_n s^n + A_{n-1} s^{n-1} + \ldots + A_1 s + A_0 = 0; \qquad (15.15)$$

$y_{\text{н}}$ – частное решение неоднородного уравнения, определяемое видом внешнего воздействия. При задании внешних воздействий, стоящих в правой части уравнения, начальные условия обычно принимают нулевыми.

В случае действительных корней характеристического уравнения $s_{\text{к}}$ переходный процесс САР строится по формуле (15.14) как сумма экспонент и является апериодическим (см. рис. 15.13, *а*, *в*). Если среди $n$ корней характеристического уравнения $m$ – комплексные сопряженные (такие корни всегда парные), то для каждой пары комплексных сопряженных корней $p_{\text{к, к+1}} = \alpha_{\text{к}} \pm i\omega_{\text{к}}$ экспоненциальные составляющие в соответствии с формулами Эйлера могут быть преобразованы в тригонометрические функции синуса или косинуса, переходные процессы САР являются колебательными (см. рис. 15.13, *б*, *г*) и уравнение (15.14) принимает вид

$$y = \sum_{\text{к}=1}^{n-m} C_{\text{к}} e^{s_{\text{к}} t} + \sum_{\text{к}=1}^{m/2} A_{\text{к}} e^{\alpha_{\text{к}} t} \sin(\omega_{\text{к}} t + \varphi_{\text{к}}) + y_{\text{н}}. \qquad (15.16)$$

Здесь $A_{\text{к}}$ – начальная амплитуда, $\omega_{\text{к}}$ – круговая частота (мнимая часть комплексной пары корней), $\varphi_{\text{к}}$ – начальная фаза колебаний. Амплитуда колебаний в переходном процессе изменяется по экспоненциальному закону (показатель степени экспоненты – действительная часть комплексной пары корней).

Поскольку члены уравнения, содержащие выходную координату САР, сгруппированы в левой части уравнения, именно левая часть дифференциального уравнения определяет все основные свойства линейной САР. В связи с этим в ряде случаев бывает удобно вместо исходного неоднородного уравнения рассматривать однородное дифференциальное уравнение с нулевой правой частью. В этом случае внешние воздействия, стоящие в правой части уравнения, пересчитываются в ненулевые начальные условия, т. е. рассматривается момент времени $t = +0$, когда ступенчатое или импульсное внешнее воздействие уже имело место и возникли тенденции (ненулевые начальные условия) изменения параметров САР.

При использовании преобразования Лапласа сначала находится изображение выходной координаты системы $L[y] = W(p)L[f]$ при заданном входном воздействии. Изображение выходной координаты имеет вид дроби. Так, например, для САР теплового двигателя с передаточной функцией (15.12) при единичном ступенчатом изменении нагрузки $L[f(t) = 1(t)] = 1/p$

$$L[y] = \frac{B_3 p^3 + B_2 p^2 + B_1 p}{(A_4 p^4 + A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0) p}.$$

Для осуществления обратного преобразования Лапласа и определения оригинала $y(t)$ дробь изображения $L[y]$ представляют в виде суммы простых дробей, для каждой из которых оригинал находится по таблице преобразований элементарных функций.

В настоящее время широко применяется решение дифференциальных уравнений численными методами на ЭВМ. При этом уравнение любого типа сводится к системе уравнений первого порядка, аналогичных системе уравнений в форме Коши (15.13), описывающих САР в пространстве состояний. Наиболее удобны специализированные программные комплексы для исследования САР, в которых системы задаются своими структурными схемами.

Основным достоинством моделирования работы САР на аналоговых установках является протекание процессов в реальном времени. При проектировании и доводке систем удобен метод полунатурного моделирования, когда реальный регулятор сопрягается с аналоговой или цифровой моделью теплоэнергетической установки как объекта регулирования.

## 15.2. Устойчивость и качество работы систем автоматического регулирования

### Устойчивость САР

Обязательным требованием к САР является ее устойчивость. Под устойчивостью понимают способность САР выполнять программу регулирования в пределах конечных отклонений при действии внешних возмущений. Переходные процессы устойчивых САР – сходящиеся (см. рис. 15.13, *а*, *б*), неустойчивых – расходящиеся (см. рис. 15.13, *в*, *г*). Из выражений (15.14) и (15.16) следует, что экспоненциальные и колебательные составляющие переходных процессов САР будут затухать при отрицательных действительных частях корней характеристического уравнения. Таким образом, необходимым и достаточным условием сходимости переходных процессов, т. е. устойчивости САР, является отрицательность действительных частей корней характеристического уравнения.

При анализе устойчивости линейных САР применяются критерии устойчивости – методы оценки устойчивости без определения корней характеристического уравнения. Известны критерии устойчивости Рауса –Гурвица, Михайлова, Найквиста.

Корни характеристического уравнения определяются значениями коэффициентов характеристического, а значит, и дифференциального уравнения САР. В критерии Рауса–Гурвица определены условия отрицательности действительных частей корней в виде соотношений между коэффициентами уравнения САР. Формулировка критерия следующая: САР устойчива, если при положительных коэффициентах левой части уравнения (необходимое условие), определитель Гурвица и все его диагональные миноры положительны (достаточное условие). Определитель Гурвица имеет вид

$$\begin{vmatrix} A_{n-1} & A_{n-3} & \cdots & & 0 \\ A_n & A_{n-2} & \cdots & & 0 \\ 0 & \cdot & \cdots & A_2 & A_0 \\ 0 & \cdot & \cdots & A_3 & A_1 \end{vmatrix}$$

и составляется по следующим правилам: главная диагональ определителя содержит все коэффициенты левой части уравнения системы (15.8) от $A_{n-1}$ до $A_1$; строки определителя заполняются коэффициентами через один слева направо в сторону убывания индексов; в столбцах коэффициенты располагаются подряд сверху вниз в сторону возрастания индексов. Диагональные миноры показаны штрихом. Равенство нулю определителя Гурвица означает, что САР находится на границе устойчивости. Раскрытие определителя Гурвица приводит к неравенствам, которые получил Раус.

Для рассмотренного примера САР теплового двигателя, описываемой уравнением (15.11), условия устойчивости, в соответствии с критерием Рауса–Гурвица, имеют вид

$$A_k > 0,\ k = 0, ...4; \begin{vmatrix} A_3 & A_1 & 0 \\ A_4 & A_2 & A_0 \\ 0 & A_3 & A_1 \end{vmatrix} = A_3(A_2A_1 - A_0A_3) - A_4A_1^2 > 0.$$

В рамках критерия устойчивости Михайлова в характеристическое уравнение (15.15) подставляют чисто мнимый корень $s = i\omega$, соответствующий границе устойчивости САР, так как действительная часть корня равна нулю $\alpha = 0$. В результате получается комплексное выражение $H(i\omega) = U(\omega) + iV(\omega)$, называемое вектором Михайлова. Устойчивости САР соответствует определенное положение годографа вектора Михайлова на комплексной плоскости при изменении частоты колебаний $0 \le \omega < \infty$. САР устойчива, если годограф Михайлова при изменении $\omega$ от 0 до $\infty$ последовательно проходит $n$ квадрантов комплексной плоскости против часовой стрелки, где $n$ – порядок дифференциального уравнения системы. Для рассмотренного примера САР теплового двигателя выражение вектора Михайлова $H(i\omega) = A_4\omega^4 - A_2\omega^2 + A_0 + i(-A_3\omega^3 + A_1\omega)$. Возможные варианты положения годографа Михайлова на комплексной плоскости показаны на рис. 15.14, *а*: *1* – устойчивая САР; *2*, *3* – неустойчивая САР; *4* – граница устойчивости.

Можно не строить годограф Михайлова, а воспользоваться следствием из критерия, в соответствии с которым определяются корни уравнений для действительной и мнимой частей выражения вектора Михайлова: $U(\omega) = 0$ и $V(\omega) = 0$. Для примера САР теплового двигателя находятся корни уравнений $U(\omega) = A_4\omega^4 - A_2\omega^2 + A_0 = 0$ и $V(\omega) = -A_3\omega^3 + A_1\omega^2$. Если все корни уравнений действительные и чередуются на числовой оси, что соответствует чередованию пересечения осей при последовательном прохождении годографом Михайлова квадрантов комплексной плоскости,

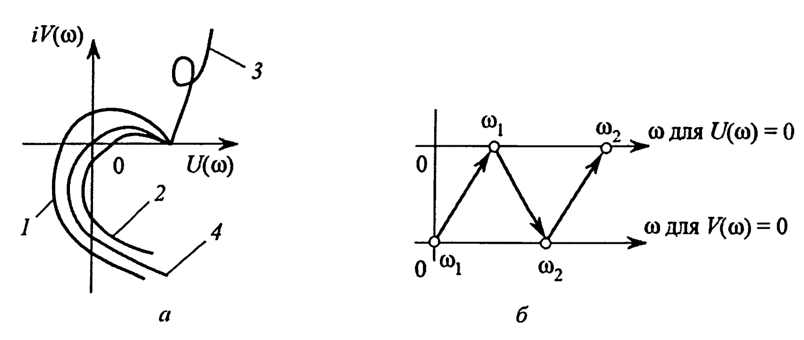



**Рис. 15.14.** Критерий устойчивости Михайлова

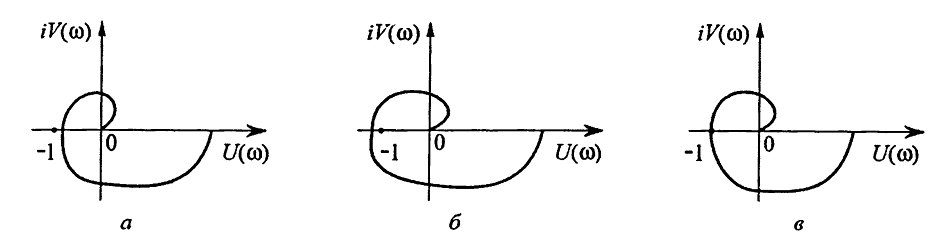



**Рис. 15.15.** АФЧХ разомкнутой системы

САР устойчива. Достаточно рассмотреть чередование только положительных корней, так как отрицательные корни расположены зеркально относительно нуля числовой оси (рис. 15.14, *б*). Если не все корни действительные или нарушается чередование корней – САР неустойчива.

Структурную схему САР можно представить в виде цепи регулирования, содержащей все функциональные элементы САР, и единичной главной отрицательной обратной связи, которая охватывает цепь регулирования и изменяет знак выходной координаты. При таком представлении устойчивость САР полностью определяется свойствами ее цепи регулирования. Можно рассмотреть отдельно цепь регулирования без единичной главной отрицательной обратной связи. В этом случае цепь регулирования называют разомкнутой системой.

Особенностью критерия Найквиста, называемого также частотным критерием устойчивости, является то, что рассматривается АФЧХ разомкнутой системы (цепи регулирования), а вывод об устойчивости делается для САР в целом – с главной обратной связью (замкнутой системы). Свойства устойчивости разомкнутой и замкнутой систем могут не совпадать. Так, при устойчивой цепи регулирования замкнутая система может быть как устойчивой, так и неустойчивой, и наоборот.

В соответствии с критерием Найквиста необходимо построить или получить экспериментально АФЧХ цепи регулирования. При устойчивой цепи регулирования (разомкнутой системе) САР устойчива, если АФЧХ разомкнутой системы не охватывает точку с координатами (–1; 0) на комплексной плоскости. На рис. 15.15 приведены варианты расположения АФЧХ разомкнутой системы при устойчивой цепи регулирования: на рис. 15.15, *а* – устойчивая САР, рис. 15.15, *б* – неустойчивая САР, рис. 15.15, *в* – граница устойчивости.

## Качество работы САР

Наряду с устойчивостью, САР должна удовлетворять техническим требованиям по качеству работы. Для теплоэнергетических установок наиболее характерны следующие показатели качества процессов регулирования: точность поддержания заданного значения (настройки) регулируемой величины и время регулирования. Точность работы САР обычно характеризуется двумя относительными (в %) отклонениями регулируемой величины – статическим и динамическим. В качестве иллюстрации на рис. 15.16 приведены статические характеристики (скоростная *1* и регуляторная *2*) в координатах крутящий момент *M*, частота вращения *n* и переходный процесс (зависимость частоты вращения *n* от времени *t*) системы регулирования ДВС или ГТУ. Показателями качества работы САР являются: относитель-

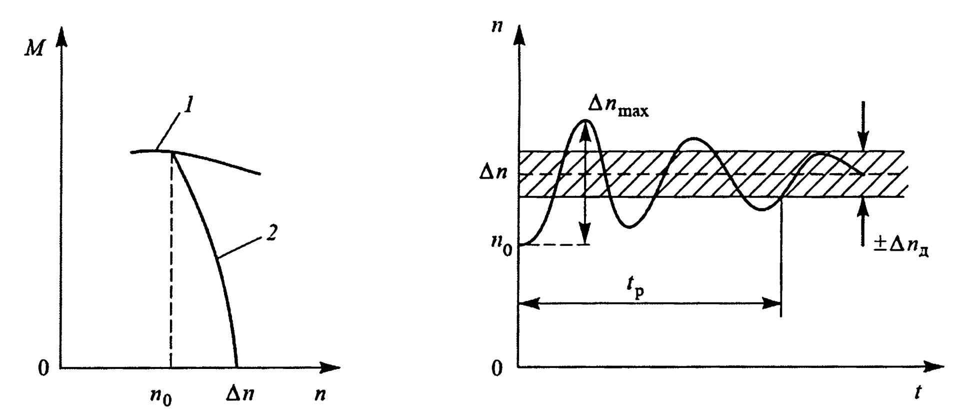



**Рис. 15.16.** Показатели качества САР

ное статическое отклонение (степень неравномерности) $\delta = (\Delta n/n_0)\cdot 100$ %; относительное динамическое отклонение (заброс) $\varphi = (\Delta n_{max}/n_0)\cdot 100$ % ($n_0$ – начальная или конечная частота вращения); время регулирования $t_р$, определяемое от начала процесса до момента, когда регулируемая величина входит в зону допустимой нестабильности $\pm\,\Delta n_д$ и в дальнейшем из нее не выходит.

При заданном объекте регулирования необходимое качество работы САР достигается выбором структуры и параметров регулятора. Структура регулятора определяет закон регулирования, т. е. ту функциональную зависимость, в соответствии с которой регулятор вырабатывает регулирующее воздействие на объект из входных сигналов. Существует три основных линейных закона регулирования: пропорциональный (П), интегральный (И), дифференциальный (Д), а также их сочетания – ПИ, ПИД.

В П-регуляторах регулирующее воздействие пропорционально ошибке регулирования. Для безынерционного регулятора $h = k\varepsilon$. К пропорциональным относятся регуляторы прямого действия теплоэнергетических установок, описываемые позиционными типовыми звеньями. САР с П-регуляторами обладают высоким быстродействием, но работают со статической ошибкой $\varepsilon_{ст}$.

Если тепловой двигатель оснащен механическим регулятором прямого действия, то САР описывается первыми двумя уравнениями из системы уравнений (15.10), где выходная координата регулятора $\eta$ совпадает с координатой перемещения органа топливоотдачи двигателя $\text{æ}$. Передаточная функция САР по изменению нагрузки

$$W_f(p) = \frac{-k_{02}(T^2p^2 + 2\xi Tp + 1)}{(T_0p + 1)(T^2p^2 + 2\xi Tp + 1) + K},$$

где $K = k_{01}k_1$ – общий коэффициент передачи цепи регулирования, равный произведению коэффициентов передачи объекта регулирования и регулятора. Изменение выходной координаты САР в переходном процессе в изображениях по Лапласу $L[y] = W_f(p)\,L[f]$. Статическая ошибка САР соответствует значению выходной координаты в конце переходного процесса, когда $t \to \infty$. По теореме о конечном значении

$$\varepsilon_{ст} = y(\infty) = \lim_{p\to 0} W_f(p)\,f = \frac{-k_{02}}{1+K}\,f. \qquad (15.17)$$

Повышение точности работы САР, т. е. уменьшение статической ошибки, достигается путем увеличения $K$ обычно за счет коэффициента передачи регулятора $k_1$. Однако чрезмерное увеличение коэффициента передачи цепи регулирования приводит к резко колебательным переходным процессам и в ряде случаев – потере устойчивости.

В И-регуляторах регулирующее воздействие пропорционально интегралу от ошибки регулирования. В идеальном случае $h = k_и\int_0^t \varepsilon dt$. И-регуляторы – интегрирующие звенья. Они обеспечивают работу САР без статической ошибки (астатические САР). К таким системам относится рассмотренная САР теплового двигателя с регулятором непрямого действия. Использование в выражении (15.17) формулы (15.12) для передаточной функции системы $W_f(p)$ дает $\varepsilon_{ст} = 0$.

Интегральными звеньями в регуляторах теплоэнергетических установок часто являются исполнительные устройства – электродвигатели постоянного и переменного тока, гидравлические и пневматические серводвигатели. Наличие в регуляторах интегрирующих устройств часто приводит в САР к колебательным переходным процессам и малой устойчивости. Для стабилизации работы исполнительных устройств на практике применяют их охват местными отрицательными обратными связями (см. рис. 15.12, *в*) – жесткой или гибкой. По жесткой обратной связи на вход исполнительного устройства подается сигнал, пропорциональный его выходной координате (с обратным знаком), по гибкой – сигнал, пропорциональный скорости изменения выходной координаты. Местные обратные связи стабилизируют работу всей САР в целом.

Регулятор непрямого действия, изображенный на рис. 15.5, содержит гидравлический СД с жесткой обратной связью. Перемещение поршня *6* (выходной сигнал СД) через шток *4* и рычаг *9* передается на пружину *2* чувствительного элемента (вход СД). При охвате СД жесткой обратной связью они утрачивают интегрирующие свойства, а САР в целом становится статической – точность работы системы снижается, так как она работает со статической ошибкой. Для восстановления интегрирующих свойств регулятора и астатизма системы в регулятор вводят преобразователь Пр (см. рис. 15.3) с операцией интегрирования. При использовании гибкой обратной связи СД сохраняют интегрирующие свойства.

Сочетание достоинств пропорционального и интегрального законов регулирования достигается при использовании ПИ-регулятора, регулирующее воздействие которого формируется как сумма двух составляющих: $h = k_п\varepsilon + k_и\int_0^t \varepsilon dt$. Такие регуляторы широко применяются на теплоэнергетических установках и обеспечивают высокое качество работы САР: астатизм системы, малые динамические отклонения при высоком быстродействии.

Дальнейшее повышение качества работы САР может дать введение в регулятор дифференцирующего канала. Отдельно Д-регуляторы на практике не применяются, так как не могут обеспечить заданное значение настройки САР, но в сочетании с другими каналами они способны улучшить качество работы системы за счет

быстрой реакции регулятора на изменение регулируемого параметра и повышения запаса устойчивости САР. Для многих теплоэнергетических установок или их агрегатов наилучшее качество регулирования достигается при использовании ПИД-регуляторов, регулирующее воздействие которых складывается из трех составляющих – пропорциональной, интегральной и дифференциальной:

$$h = k_{\text{п}}\varepsilon + k_{\text{и}}\int_0^t \varepsilon dt + k_{\text{д}} d\varepsilon / dt.$$

Перспективными направлениями развития систем управления и регулирования теплоэнергетических установок являются использование адаптивных САУ, оптимизирующих работу установок по показателям экономичности, производительности и экологии, и применение микропроцессорных устройств, позволяющих реализовывать сложные алгоритмы управления.

## Особые линейные и нелинейные САР

Для более точного анализа работы САР теплоэнергетических установок наряду с линейными используют и другие виды математического описания. Существует класс особых линейных систем, к которым относятся следующие: системы с переменными параметрами, системы с запаздыванием, системы с распределенными параметрами.

При работе теплоэнергетических установок происходит изменение параметров рабочего процесса, что вызывает изменение значений теплофизических величин, таких, как теплоемкость, коэффициенты теплообмена и др. Изменяется также положение рабочего режима установки на ее характеристиках. Все это приводит к изменению числовых значений коэффициентов уравнений САР в течение процесса регулирования. Системы с переменными параметрами описываются дифференциальными уравнениями с переменными коэффициентами:

$$A_n(z)\frac{d^n y}{dt^n} + \ldots + A_0(z)\,y = B_m(z)\frac{d^m f}{dt^m} + \ldots + B_0(z)\,f,$$

где $z$ – параметры, от которых зависят коэффициенты.

САР с запаздыванием содержат устройства, в которых момент изменения выходной величины запаздывает относительно момента изменения входной величины на время запаздывания $\tau$. В теплоэнергетике к звеньям с запаздыванием относят протяженные трубопроводы, в которых происходят изменения давления и температуры газообразной или жидкой среды. Изменения давления и температуры на выходе трубопровода относительно его входа происходят с запаздыванием, так как давление распространяется со скоростью звука в среде, а температурный фронт при конвективном теплообмене перемещается со скоростью среды. При математическом описании САР с запаздыванием некоторые члены уравнения системы (15.8) содержат множитель $e^{-p\tau}$.

В обычных линейных САР элементы систем рассматриваются как сосредоточенные, в которых параметры одинаковы во всех точках по объему в данный мо-

мент времени. В теплоэнергетике часто встречаются протяженные, плоские или объемные устройства, в которых параметры зависят не только от времени, но и от пространственных координат: теплообменники, газовые ресиверы, холодильные камеры и др. САР, содержащие такие устройства, называются системами с распределенными параметрами и описываются дифференциальными уравнениями в частных производных. Исходными физическими уравнениями являются уравнения нестационарного теплообмена, гидрогазодинамики и др.

Дифференциальные уравнения особых линейных САР наиболее удобно решать численными методами на ЭВМ.

САР теплоэнергетических установок могут содержать существенно нелинейные элементы, характеристики которых не поддаются линеаризации. В теплоэнергетике наиболее распространены такие нелинейные устройства и характеристики, как реле, зазоры, насыщение, упоры, зона нечувствительности (у СД) и др. САР с нелинейными элементами относятся к классу нелинейных систем. В отличие от линейных САР устойчивость нелинейных систем может зависеть от величины внешних воздействий. Поэтому существует понятие устойчивости нелинейных систем «в малом» (при малых изменениях внешних воздействий) и «в большом» (при значительном изменении внешних воздействий). Нелинейные САР могут быть устойчивы «в малом» и неустойчивы «в большом», и наоборот. Другое отличие нелинейных систем проявляется в возникновении автоколебаний – установившихся собственных колебаний параметров САР. Автоколебательные режимы работы теплоэнергетических установок в большинстве случаев нежелательны.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алексеев Г.Н.* Общая теплотехника.– М.: Высшая школа, 1980. – 550 с.

2. *Алемасов В.Е.*, *Дрегалин А.Ф.*, *Тишин А.П.* Теория ракетных двигателей.– М.: Машиностроение, 1989. – 464 с.

3. *Басов Н.Г., Лебо И.Г., Розанов И.Б.* Физика лазерного термоядерного синтеза.– М.: Знание, 1988. – 176 с.

4. *Гидравлика*, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд.– М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

5. *Исаев С.И.* Термодинамика. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 414 с.

6. *Криогенные* системы / Под ред. А.М. Архарова.– М.: Машиностроение, т. I, 1996. – 576 с.

7. *Криогенные* системы / Под ред. А.М. Архарова.– М.: Машиностроение, т. II, 1999. – 720 с.

8. *Двигатели* внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова.– М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

9. *Кокорев Л.С., Харитонов В.В.* Прямое преобразование энергии и термоядерные энергетические установки.– М.: Энергоатомиздат, 1980. – 216 с.

10. *Локай В.И., Максутова М.К., Струнин В.А.* Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Теория, конструкция и расчет.– 4-е изд.– М.: Машиностроение, 1991. – 511 с.

11. *Магнитогидродинамическое* преобразование энергии. Открытый цикл/ Под ред. Б.Я. Шумяцкого и М. Петрика.– М.: Наука, 1979. – 583 с.

12. *Маргулова Т. Х.* Атомные электрические станции.– М.: ИздАТ, 1994. – 304 с.

13. *Промышленная* теплоэнергетика и теплотехника. Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина.– 2-е изд. Книга 4.– М.: Энергоатомиздат, 1991. – 584 с.

14. *Теория* тепломассообмена / Под ред. А.И. Леонтьева.– 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 684 с.

15. *Техническая* термодинамика / Под ред. В.И. Крутова.– М.: Высшая школа, 1991. – 384 с.

## СОКРАЩЕНИЯ

АГТД – авиационный газотурбинный двигатель
АПТУ – атомная паротурбинная установка
АЭС – атомная электростанция
ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор
ВИЭ – возобновляемые источники энергии
ВТРГ – высокотемпературный газоохлаждаемый реактор
ВЭР – вторичные энергетические ресурсы
ГАЭС – гидроаккумулирующая электростанция
ГР – газоохлаждаемый реактор
ГРЭС – государственная районная электростанция
ГТД – газотурбинный двигатель
ГТУ – газотурбинная установка
ГЭС – гидроэлектростанция
ДВС – двигатель внутреннего сгорания
КВД – компрессор высокого давления
КДВС – комбинированный ДВС
КИУМ – коэффициент использования установленной мощности
КНД – компрессор низкого давления
КПД – коэффициент полезного действия
КПИ – коэффициент полезного использования
МГД – магнитогидродинамический
МГДЭС – МГД-электростанция
МР – магнитный рефрижератор
ОР – объект регулирования
ОУ – объект управления
ПВД – подогреватель высокого давления
ПКК – первичный криптоновый концентрат
ПНД – подогреватель низкого давления
ПП – перфорированная пластина
ПСВ – пароснабжение сетевой водой
ПТУ – паротурбинная установка
РБМК – реактор большой мощности капельный (кипящий)
РБН – реактор на быстрых нейтронах
САР – система автоматического регулирования
САУ – система автоматического управления
СЖЭТ – синтетическое жидкое топливо
СНиП – строительные нормы и правила

СУЗ – системы управления защитой
СЭ – сравнивающий элемент
СЭУ – солнечная электроустановка
ТВД – турбовинтовой двигатель
ТК – турбокомпрессор
ТОА – теплообменный аппарат
ТРД – турбореактивный двигатель
ТРДД – турбореактивный двухконтурный двигатель
ТРДДФ – ТРДД с форсажной камерой
ТЭС – тепловая электростанция
ТЭЦ – теплоэлектроцентраль
УУ – управляющее устройство
ЧВД – часть высокого давления
ЧЕП – число единиц переноса
ЧНД – часть низкого давления
ЦВД – цилиндр высокого давления
ЦНД – цилиндр низкого давления
ЦСД – цилиндр среднего давления

# ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

*Учебное издание*

**Архаров Алексей Михайлович, Архаров Иван Алексеевич, Афанасьев Валерий Никанорович, Бондаренко Виталий Леонидович, Борисов Борис Павлович, Жердев Анатолий Анатольевич, Иващенко Николай Антонович, Исаев Сергей Иванович, Кожинов Иван Александрович, Козлов Николай Павлович, Красников Валерий Владимирович, Круглов Михаил Георгиевич, Крутов Виталий Иванович, Кудрявцев Вадим Михайлович, Кузнецов Александр Гавриилович, Кутепов Алексей Митрофанович, Леонтьев Александр Иванович, Леончик Борис Иосифович, Манушин Эдуард Анатольевич, Павлова Ирина Борисовна, Петражицкий Григорий Борисович, Пластинин Павел Иванович, Пылаев Анатолий Михайлович, Савинов Михаил Юрьевич, Солонин Владимир Иванович, Суровцев Игорь Георгиевич, Шатров Виктор Иванович, Шевич Юрий Артемьевич, Шумилов Игорь Серафимович**

# ТЕПЛОТЕХНИКА

Редактор *Е.А. Петрова*
Художник *С.С. Водчиц*
Корректор *О.Ю. Соколова*
Компьютерная верстка *И.Ю. Бурова*

Оригинал-макет подготовлен в Издательстве
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Подписано в печать 30.07.2004. Формат 70x100/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура «Таймс».
Печ. л. 44,5. Усл. печ. л. 57,85. Уч.-изд. л. 57,25. Тираж 5000 экз.
Заказ № 10554

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5.

Отпечатано с оригинал-макета в ГУП ППП «Типография «Наука».
121099, Москва, Шубинский пер., 6.

ISBN 5-7038-2439-7

9 785703 824399